

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Nůžková hydraulická plošina

Scissor Hydraulic Lift

Student: Bc. Dušan Lasák

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2012

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklad a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Dušan Lasák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nádražní 717  
747 27, Koberice

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

LASÁK, D. *Nůžková hydraulická plošina : diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování (340), 2012, 57 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem, nůžkové hydraulické plošiny. Podle velikostních parametrů a silového zatížení zařízení, jsou navrženy přímočaré hydromotory, které budou sloužit k zvedání a spouštění zařízení. Dále je řešen vlastní návrh konstrukce všech členů zařízení. Další část práce se zabývá výpočtem reakčních sil působících v čepovém uložení nůžkového mechanismu. Pro přehlednost, je vytvořen diagram působících sil v hydraulických válcích v průběhu zvedání. Konstrukce je ověřena kontrolou nejvíce zatíženého rámu nůžkového mechanismu, pomocí pevnostní analýzy metodou konečných prvků. K diplomové práci je doložena výkresová dokumentace zařízení.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

LASÁK, D. *Scissor Hydraulic Lift : Master Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design (340), 2012, 57 p. Thesis head: Fries, J.

The master thesis deals with the structural design, hydraulic scissors lifts. According to the size parameters and power plant load, linear motors are designed to be used for lifting and lowering device. It is solved by custom design construction of all members of the facility. Another part deals with the calculation of reaction forces acting on pin save scissor mechanism. For clarity, the diagram of the forces created in the hydraulic cylinder during lifting. The design is verified by checking the most heavily loaded frame scissor mechanism, by stress analysis using finite element method. The thesis is accompanied by drawings of device.

## OBSAH

<b>SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ.....</b>	<b><u>2</u></b>
<b>1 ÚVOD.....</b>	<b><u>4</u></b>
1.1 Cíle diplomové práce .....	<u>4</u>
<b>2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH HYDRAULICKÉ PLOŠINY .....</b>	<b><u>5</u></b>
2.1 Konstruktivní řešení nůžkové hydraulické plošiny .....	<u>6</u>
2.2 Návrh hydraulických válců .....	<u>8</u>
2.3 Návrh hydroagregátu .....	<u>11</u>
<b>3 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL.....</b>	<b><u>12</u></b>
3.1 Uvolnění jednotlivých členů soustavy .....	<u>14</u>
3.2 Maticové řešení soustavy statických rovnic .....	<u>20</u>
3.3 Výsledky maticového řešení reakčních sil v dolní poloze .....	<u>24</u>
<b>4 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ .....</b>	<b><u>25</u></b>
<b>5 DIAGRAM SIL PŮSOBÍCÍCH NA VÁLCE V PRŮBĚHU ZVEDÁNÍ.....</b>	<b><u>37</u></b>
5.1 Výsledný diagram dynamické simulace .....	<u>39</u>
<b>6 PEVNOSTNÍ KONTROLA NEJVÍCE ZATÍŽENÉHO RÁMU .....</b>	<b><u>40</u></b>
6.1 MKP kontrola ramene BCD při zatížení plošiny uprostřed .....	<u>41</u>
6.2 MKP kontrola ramene BCD při zatížení plošiny v krajní pozici .....	<u>44</u>
<b>7 ZÁVĚR .....</b>	<b><u>48</u></b>
<b>8 POUŽITÁ LITERATURA.....</b>	<b><u>50</u></b>
<b>9 SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b><u>51</u></b>

## SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

Označení	Význam	Jednotka
$a$	délka	[m]
$b$	délka, sloupový vektor pravých stran	[m], [N]
$c$	délka	[m]
$d$	délka, průměr čepu	[m]
$e$	délka	[m]
$f$	délka	[m]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$k, k_s$	délka ramene, součinitel bezpečnosti	[m], [-]
$n_{0 \max}$	maximální otáčky	[ot/min]
$p_{DOV}, p_{FV1, FV2}$	dovolené tlakové napětí, tlakové napětí	[MPa]
$t$	čas, vzdálenost zatížení	[s], [m]
$v$	rychlost	[m·s <sup>-1</sup> ]
$x$	sloupcový vektor výsledků	[N]
$A$	čtvercová matice koeficientů	[N]
$D$	průměr pístu	[m]
$F_{FV1, FV2}, F_V, F_{V \max}$	síla v hydraulickém válci	[N]
$F_A, F_B, F_{C, F}$	síla	[N]
$F_{D, E}, F_G, F_H$	síla	[N]
$G$	zatížení	[N]
$M_{OH}, M_{OB}$	ohybový moment	[N·m]
$Q_V, Q_{VO \max}$	objemový průtok	[l/min]
$Re_{\min}, Re, Re_{11\ 523}$	mez kluzu	[MPa]
$R_{AX}, R_{CX}, R_{EX}$	vodorovná složka reakce	[N]
$R_{DX}, R_{FX}, R_{GX}$	vodorovná složka reakce	[N]

Označení	Význam	Jednotka
$R_{AY}, R_{BY}, R_{CY}, R_{EY}$	svislá složka reakce	[N]
$R_{DY}, R_{FY}, R_{GY}, R_{HY}$	svislá složka reakce	[N]
$S_p$	plocha	[m <sup>2</sup> ]
$V_{g \max}$	geometrický objem	[cm <sup>3</sup> ]
$W_{OB}, W_{OH}$	modul odporu průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$X_V$	délka	[m]
$Y_V$	délka	[m]
$Z$	výsuv	[m]
$\alpha$	úhel	[°]
$\beta$	úhel	[°]
$\gamma$	úhel	[°]
$\eta_Q$	průtoková účinnost	[-]
$\pi$	konstanta	[-]
$\sigma_{DO}$	dovolené normálové napětí	[MPa]
$\sigma_{OH}, \sigma_{OB}, \sigma_{O1}, \sigma_{O2}$	normálové napětí	[MPa]
$\tau_{DO}$	dovolené smykové napětí	[MPa]
$\tau_A, \tau_B, \tau_{C,F}, \tau_{DE}$	smykové napětí	[MPa]
$\tau_G, \tau_H, \tau_{FV1,FV2}$	smykové napětí	[MPa]

# 1 Úvod

Předmětem diplomové práce je konstrukce dvojité nůžkové hydraulické plošiny, přičemž hydraulické válce budou uloženy na obou stranách v nůžkovém mechanismu. Toto uložení hydraulických válců na obou stranách nůžkového mechanismu je mezi dnešním řešením dané problematiky poměrně nestandardní z důvodu velké výšky plošiny ve spodní poloze. Ale tento negativní faktor v očích zadavatele práce nepředstavuje problém, který by nešel vyřešit hlubší jámou pro umístění zařízení. Naopak toto konstrukční řešení je voleno z důvodu přínosu symetrického zatížení hydraulických válců. Díky symetrickému rozložení sil na válce je snadnější dosáhnout zadané nosnosti plošiny, která má být dimenzována na nadstandardních 15 tun.

## 1.1 Cíle diplomové práce

Hlavním cílem diplomové práce je vytvořit konstrukční koncept, který by byl použitelný v praxi pro zadavatele firmu PrestaR. Tento koncept by se měl skládat:

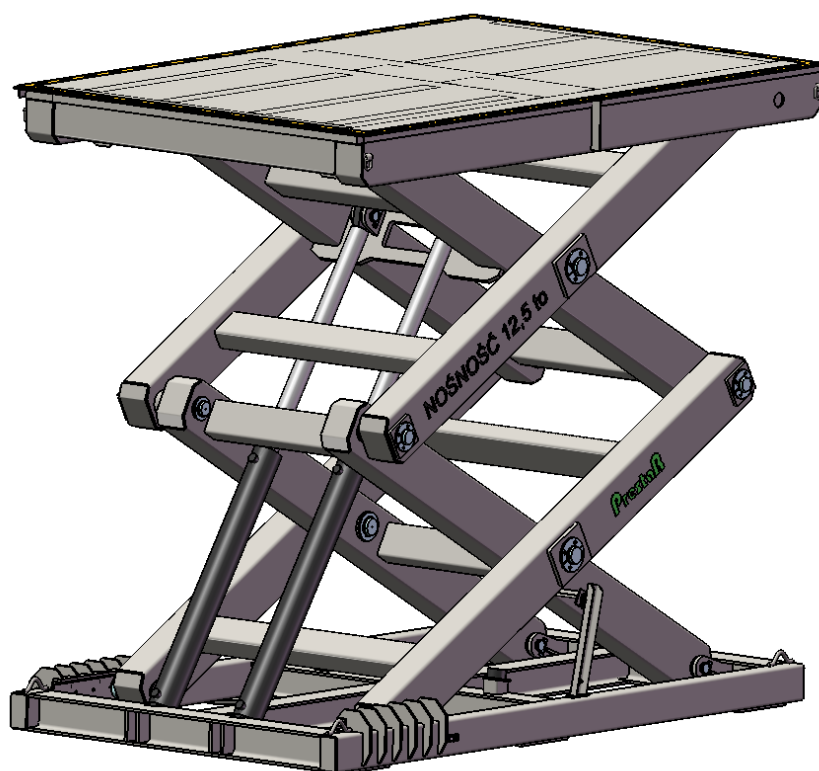
1. návrh nůžkového mechanismu plošiny (dvojité nůžky)
2. návrh hydraulických válců a hydroagregátu
3. diagram sil působících na hydraulické válce v průběhu zvedání
4. výpočet reakčních sil působících v čepovém uložení nůžkového mechanismu, pro stav kdy na nůžkový mechanismus působí největší síly
5. kontrola nejvíce zatíženého rámu nůžkového mechanismu pomocí softwaru (MKP)
6. výkresy sestav, kusovníky, výrobní výkresy vybraných dílů



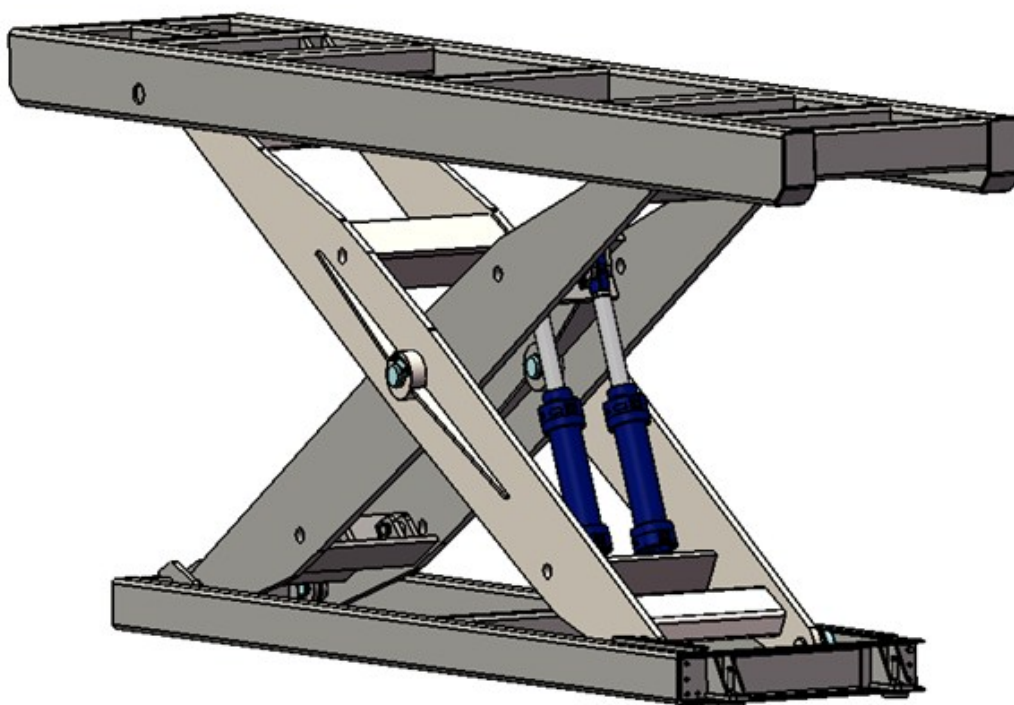
## 2 Konstrukční návrh hydraulické plošiny

Byl proveden konstrukční návrh jednotlivých částí dvojité nůžkové hydraulické plošiny. Konstrukce byla provedena dle zadání obr. 2.1 jako dvojitá nůžková hydraulická plošina, přičemž hydraulické válce budou uloženy na obou stranách v nůžkovém mechanismu podle obr. 2.2. Koncepce hydraulické plošiny se skládá ze čtyř ramen nůžkového mechanismu, na jejichž koncích jsou horní a spodní základna. Konstrukční návrh byl proveden dle zadaných parametrů:

- nosnost plošiny 15 000 kg
- rozměry stolu 3 000 x 1 250 mm
- zdvih 2 000 mm
- doba zdvihu 50 s



*Obr. 2.1 Dle zadavatele vzhled dvojitých nůžek*



*Obr. 2.2 Dle zadavatele způsob konstrukce, při kterém jsou hydraulické válce uloženy na obou stranách v nůžkovém mechanismu*

## **2.1 Konstrukční řešení nůžkové hydraulické plošiny**

Dle zadaných parametrů a konstrukčních požadavků jsem vytvořil vlastní konstrukci, která je zobrazena na obr. 2.3. Hlavním polotovarem konstrukce je bezešvá ocelová trubka obdélníkového profilu TR 4HR ČSN 42 5720.00 vyrobená z materiálu 11 523.0 konstrukční ocel, tavná svařitelnost do tloušťky 25 mm zaručena, do tloušťky 50 mm podmíněně zaručena. Rozměry konstrukce jsou odvozeny ze zadaných parametrů velikosti stolu a požadovaného zdvihu. Jako další důležité rozměry, podle kterých je zařízení navrženo, jsou rozměry použitých hydraulických válců.



*Obr. 2.3 Vlastní konstrukční řešení hydraulické dvojité nůžkové plošiny*

## 2.2 Návrh hydraulických válců

Hydraulické válce jsou voleny na základě mnoha faktorů, ať už to je požadovaná délka válce, požadovaný výsun, průměr pístnice, nebo také jmenovitý tlak.

Po konzultaci se zadavatelem, mi doporučil přímočaré hydromotory série ZH2 od firmy Hydraulics. Přímocharý hydromotor ZH2 je prvek, který přeměňuje tlakovou energii na energii mechanickou – axiální sílu pístní tyče v obou směrech. Svou konstrukcí nevyžadují zvláštní požadavky na údržbu a obsluhu. Pro bezpečnou a bezvadnou funkci je nutno splňovat provozní a technické podmínky.

### Provozní podmínky

Přímocharé hydromotory daného typu nevyžadují zvláštní požadavky na obsluhu a provoz.

- montáž PČH se musí provádět v podmínkách, které vylučují poškození funkčních dílů a zabezpečují ochranu vnitřního prostoru před vniknutím nečistot [7]
- důkladně provést připojení PČH na zdroj tlaku (nebezpečí úniku tlak.oleje) a montáž PČH do systému kinematiky daného zařízení [7]
- pracovní poloha PČH je libovolná, pokud není stanoveno jinak [7]
- radiální zatížení pístní tyče vnější silou (jakož i radiální silou, jež je způsobena průhybem PČH vlastní vahou) nebo její rotační pohyb během práce jsou nepřipustné [7]
- při provozu dbejte na to, aby nedošlo k mechanickému poškození pístní tyče [7]
- hydromotor nesmí být v koncových polohách zatížen vnější silou nebo silami setrvačných hmot odpovídajícím 1,25 násobku jmenovitého tlaku [7]
- při zabudování do mechanických částí stroje nebo zařízení musí být zajištěno možné naklápění tělesa hydraulického válce v příčném směru v oblasti dovoleného naklápění kloubového ložiska [7]
- PČH nesmí být vystaven agresivnímu prostředí, základní materiál pístní tyče je Cromoline 40 dosahující hodnoty „9“ dle ISO 4540 [7]

## Technické podmínky

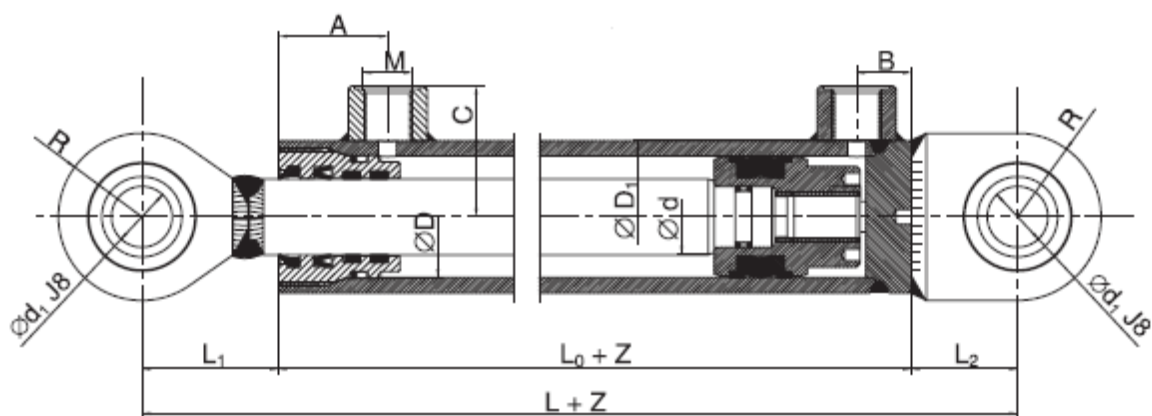
- Pracovní kapalina – hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)
- Požadovaná filtrace – min. 40  $\mu\text{m}$ , doporučujeme 25  $\mu\text{m}$
- Teplotní rozsah – kapaliny  $-20^{\circ}\text{C} \div +80^{\circ}\text{C}$  – okolí  $-20^{\circ}\text{C} \div +70^{\circ}\text{C}$
- Klimatická odolnost – mírné klima N12
- Jmenovitý tlak – 20 MPa
- Maximální tlak – 25 MPa
- Zkušební tlak – 32 MPa
- Pracovní rychlost – maximální 0,5 m · s<sup>-1</sup>



*Obr. 2.4 Přímočarý hydromotor série ZH2*

Volím přímočaré hydromotory:

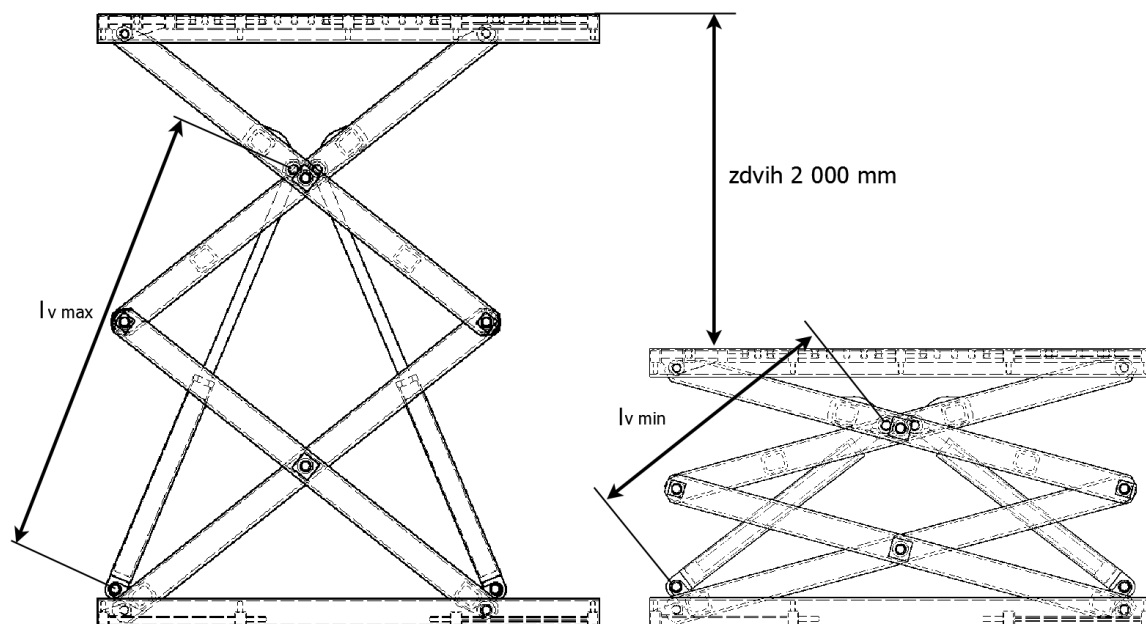
HYDRAULICS SEHRADICE ZH2 110/70x1150 62,5/40/25



Obr. 2.5 Schéma přímočarého hydromotoru ZH2

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	$L_0$	$L_1$	$L_2$	M	A	B	C	E	$K_1$	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při daném zdvihu Z
110	70	130	50	360	185	105	70	27x2	78	38	87	35	40	62,5	1150	$m=26,24+Z \times 0,05980$

Tab. 2.1 Hodnoty přímočarého hydromotoru ZH2



Obr. 2.6 Schéma polohy válců v zasunutém a vysunutém stavu

## 2.3 Návrh hydroagregátu

Návrh hydroagregátu vychází z přímočarých hydraulických válců, které jsem už zvolil na základě dané konstrukce zařízení. Agregát musí splňovat rozsah jmenovitého a maximálního tlaku, kterým můžou být hydraulické válce zatíženy. Jako další aspekt návrhu je dosažení rychlosti výsunu válců. Rychlost výsunu válců je závislá na zadaném parametru době zdvihu hydraulické plošiny.

Rychlost vysouvání pístnice přímočarého hydromotoru:

$$v = \frac{Z}{t} \quad (1)$$

$$v = \frac{1,15}{50} = 0,023 \, m \cdot s^{-1}$$

Plocha plného válce přímočarého hydromotoru:

$$S_P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2)$$

$$S_P = \frac{\pi \cdot 0,11^2}{4} = 0,0095 \, m^2$$

Z katalogu firmy Hydraulics je zvolena průtoková účinnost  $\eta_Q=0,96$ . Potřebný objemový průtok v přímočarém hydromotoru:

$$Q_V = S_P \cdot v \cdot \frac{1}{\eta_Q} \quad (3)$$

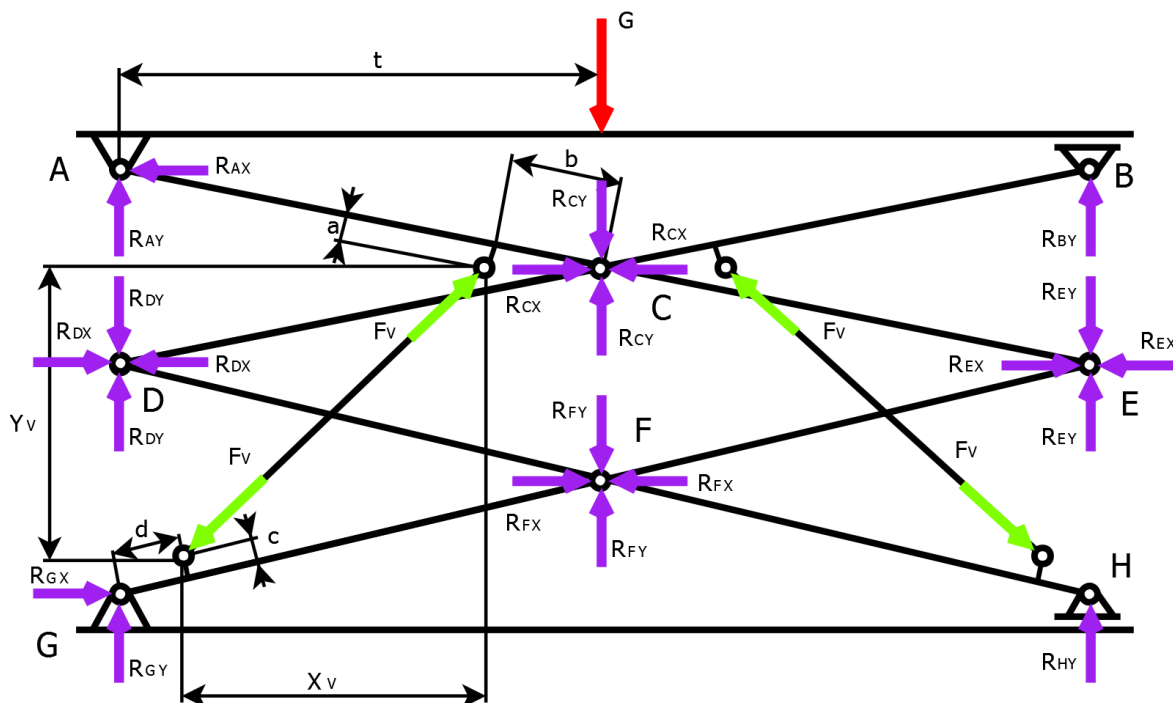
$$Q_V = 0,0095 \cdot 0,023 \cdot \frac{1}{0,96} = 0,000227 \, m^3 \cdot s^{-1} = 13,62 \, l \cdot min^{-1}$$

Volím axiální pístové čerpadlo firmy Bosch Rexroth A10VSN0 63/32-VB12N00

- jmenovitý tlak: 21 MPa
- maximální tlak: 25 MPa
- geometrický objem:  $V_{g \max} = 63 \text{ cm}^3$
- maximální otáčky:  $n_{0 \max} = 1\,800 \text{ ot/min}$
- maximální objemový průtok:  $Q_{V0 \max} = 113 \text{ l/min}$

### 3 Výpočet reakčních sil

Při výpočtu reakčních sil v čepích mechanismu je soustava brána jako nepohyblivá, tedy staticky určitě. Jedná se o prostorovou úlohu, ale členy této soustavy jsou rozděleny do dvou rovnoběžných rovin, proto soustava bude řešena jako rovinná. Výpočet reakčních sil bude proveden pro stav, kdy na nůžkový mechanismus působí největší síly, tedy ve spodní poloze. Ramena mechanismu v nejnižší poloze svírají s vodorovnou rovinou úhel  $\gamma = 15,5^\circ$ . Na obr. 3.1 je znázorněno schéma soustavy řešených reakcí.



Obr. 3.1 Schéma soustavy řešených reakcí



Určení velikosti úhlu  $\beta$ , úhlu který svírá naklonění hydraulických válců s vodorovnou rovinou:

$$Y_v = 3 \cdot \left( \frac{k}{2} \cdot \sin \gamma \right) - (d \cdot \sin \gamma + c \cdot \cos \gamma) + (b \cdot \sin \gamma - a \cdot \cos \gamma) \quad (4)$$

$$Y_v = 3 \cdot \left( \frac{2,77}{2} \cdot \sin 15,5^\circ \right) - (0,035 \cdot \sin 15,5^\circ + 0,132 \cdot \cos 15,5^\circ) + (0,035 \cdot \sin 15,5^\circ - 0,006 \cdot \cos 15,5^\circ)$$

$$Y_v = 0,991 \text{ m}$$

$$X_v = \left( \frac{k}{2} \cdot \cos \gamma \right) - (d \cdot \cos \gamma - c \cdot \sin \gamma) - (b \cdot \cos \gamma + a \cdot \sin \gamma) \quad (5)$$

$$X_v = \left( \frac{2,77}{2} \cdot \cos 15,5^\circ \right) - (0,035 \cdot \cos 15,5^\circ - 0,132 \cdot \sin 15,5^\circ) - (0,035 \cdot \cos 15,5^\circ + 0,132 \cdot \sin 15,5^\circ)$$

$$X_v = 1,25 \text{ m}$$

$$\beta = \arctan \cdot \left( \frac{Y_v}{X_v} \right) \quad (6)$$

$$\beta = \arctan \cdot \left( \frac{0,991}{1,25} \right) = 38,4^\circ$$

Zatížení soustavy G musí být poloviční z důvodu rozdělení mechanismu do dvou rovnoběžných, symetricky stejných soustav:

$$G = \frac{\text{nosnost} \cdot g}{2} \quad (7)$$

$$G = \frac{15\,000 \cdot 9,81}{2} = 73\,575 \text{ N}$$

Vzdálenost roviny krajních čepových uložení od středu, kde délka ramene  $k = 2,77$  m:

$$t = \frac{k \cdot \cos \gamma}{2} \quad (8)$$

$$t = \frac{2,77 \cdot \cos 15,5^\circ}{2} = 1,334 \text{ m}$$

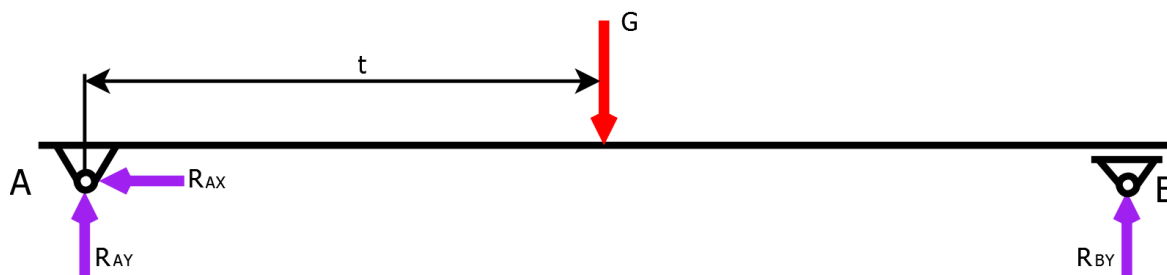
Zatížení G je realizováno osamělou silou, která je z důvodu zjednodušení výpočtu umístěna doprostřed plošiny. Toto řešení je idealizované. V podobných případech se počítá i s vlastní tíhou některých částí mechanismu, ale z důvodu tak velkého zatížení je tato tíha zanedbatelná.

Z důvodu aby reakční síly v čepích byly co nejblíže realitě, budou spočteny v maticovém výpočtu také řešení, kde síly budou na obou koncích plošiny. Poté budou tyto výsledky použity při kontrole všech čepů hydraulické nůžkové plošiny.

### 3.1 Uvolnění jednotlivých členů soustavy

Pro zjištění reakčních sil působících na členy soustavy je potřeba každý z členů osamostatnit (uvolnit), a vytvořit rovnice rovnováhy. Rovnice rovnováhy budou pro každý člen tři. Jedna pro silovou rovnováhu ve směru osy x, další ve směru osy y, a třetí pro momentovou rovnováhu k vybranému bodu řešeného členu. Tedy bude pro pět členů vytvořeno patnáct rovnic rovnováhy, které budou za rovnicí označeny v závorce  $\langle x \rangle$  pořadovým číslem. Tyto rovnice budou dosazeny do maticového tvaru, ve kterém budou spočteny všechny reakce.

## Uvolnění horní desky členu AB



Obr 3.2 Schéma reakcí na členu AB

Rovnice statické rovnováhy členu AB:

$$R_{AY} = \frac{G \cdot (k \cdot \cos\gamma - t)}{k \cdot \cos\gamma} \quad (1) \quad (9)$$

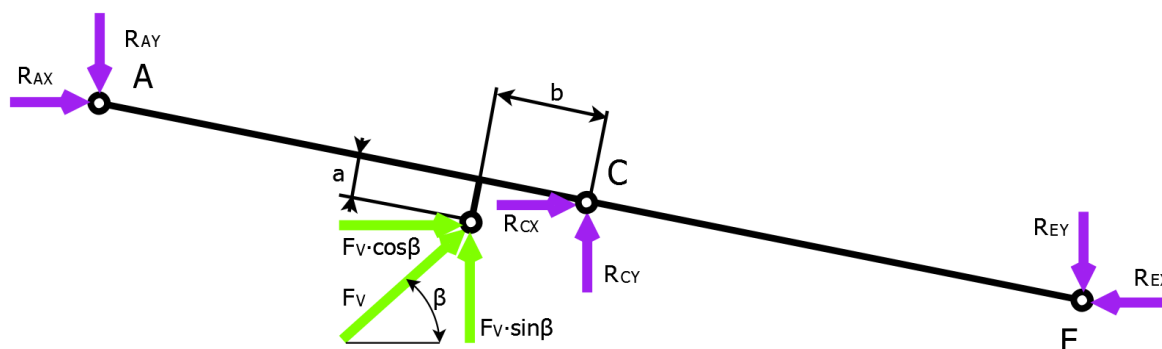
$$R_{AY} = \frac{73\,575 \cdot (2,77 \cdot \cos 15,5^\circ - 1,334)}{2,77 \cdot \cos 15,5^\circ} = 36\,805 \text{ N}$$

$$R_{BY} = \frac{G \cdot t}{k \cdot \cos\gamma} \quad (2) \quad (10)$$

$$R_{BY} = \frac{73\,575 \cdot 1,334}{2,77 \cdot \cos 15,5^\circ} = 36\,805 \text{ N}$$

$$R_{AX} = 0 \text{ N} \quad (3) \quad (11)$$

## Uvolnění členu ACE



Obr. 3.3 Schéma reakcí na členu ACE

Rovnice statické rovnováhy členu ACE:

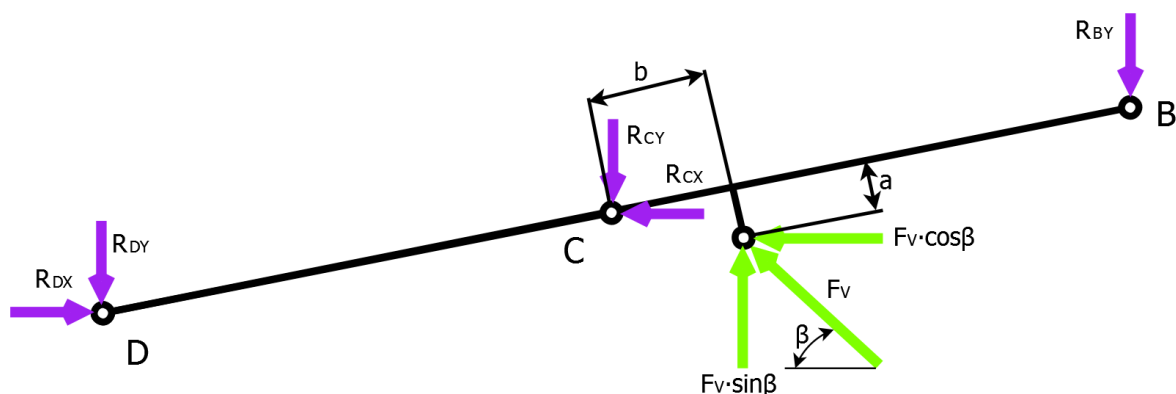
$$R_{AX} + R_{CX} + (F_V \cdot \cos\beta) - R_{EX} = 0 \text{ N} \langle 4 \rangle \quad (12)$$

$$-R_{AY} + (F_V \cdot \sin\beta) + R_{CY} - R_{EY} = 0 \text{ N} \langle 5 \rangle \quad (13)$$

Momentová rovnice rovnováhy k bodu C:

$$\begin{aligned} & \left( -R_{AY} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos\gamma \right) + (F_V \cdot \cos\beta \cdot (b \cdot \sin\gamma - a \cdot \cos\gamma)) \\ & + (F_V \cdot \sin\beta \cdot (b \cdot \cos\gamma + a \cdot \sin\gamma)) + \left( R_{EY} \cdot \cos\gamma \cdot \frac{k}{2} \right) + \left( R_{EX} \cdot \sin\gamma \cdot \frac{k}{2} \right) \\ & = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \langle 6 \rangle \end{aligned} \quad (14)$$

## Uvolnění členu BCD



Obr. 3.4 Schéma reakcí na členu BCD

Rovnice statické rovnováhy členu BCD:

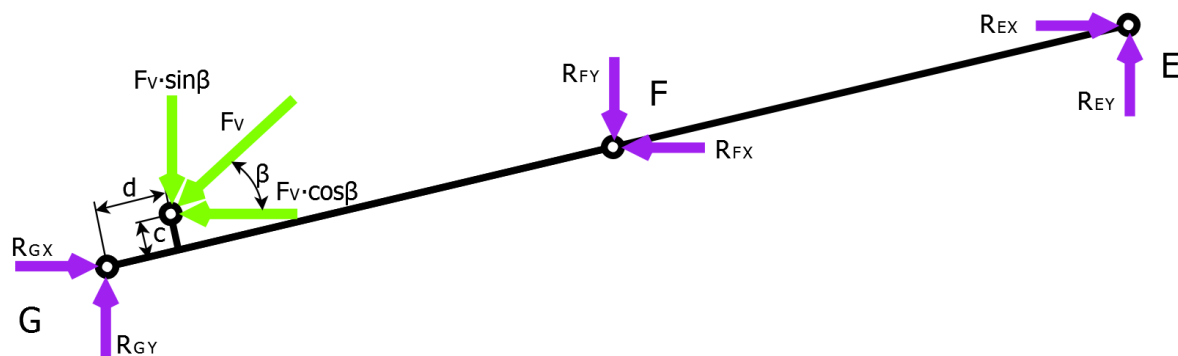
$$R_{DX} - R_{CX} - (F_V \cdot \cos \beta) = 0 \text{ N } \langle 7 \rangle \quad (15)$$

$$-R_{BY} - R_{CY} - R_{DY} + (F_V \cdot \sin \beta) = 0 \text{ N } \langle 8 \rangle \quad (16)$$

Momentová rovnice rovnováhy k bodu C:

$$\begin{aligned} & \left( -R_{DY} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos \gamma \right) - \left( R_{DX} \cdot \frac{k}{2} \cdot \sin \gamma \right) - (F_V \cdot \cos \beta \cdot (b \cdot \sin \gamma - a \cdot \cos \gamma)) \\ & \quad - (F_V \cdot \sin \beta \cdot (b \cdot \cos \gamma + a \cdot \sin \gamma)) + \left( R_{BY} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos \gamma \right) \\ & = 0 \text{ N} \cdot \text{m } \langle 9 \rangle \end{aligned} \quad (17)$$

## Uvolnění členu EFG



Obr. 3.5 Schéma reakcí na členu EFG

Rovnice statické rovnováhy členu EFG:

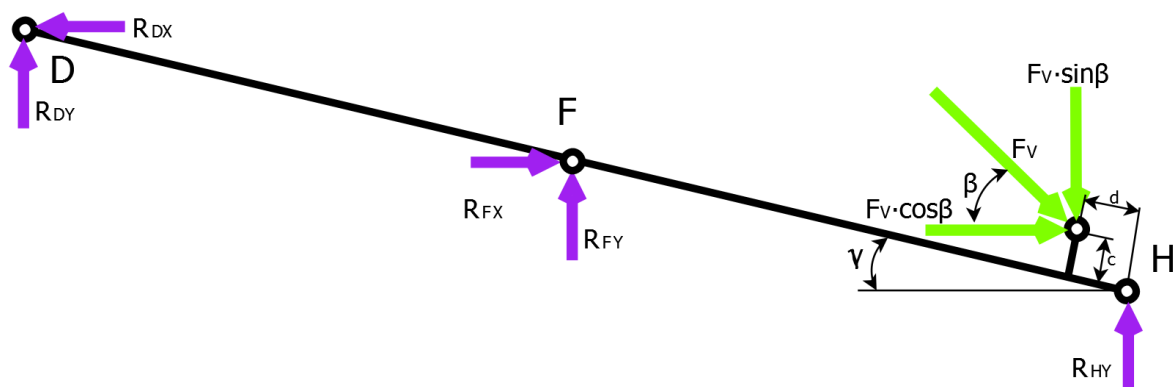
$$R_{GX} - (F_V \cdot \cos\beta) - R_{FX} + R_{EX} = 0 \text{ N} \quad (10)$$

$$R_{GY} - (F_V \cdot \sin\beta) - R_{FY} + R_{EY} = 0 \text{ N} \quad (11)$$

Momentová rovnice rovnováhy k bodu G:

$$\begin{aligned} & (-F_V \cdot \sin\beta \cdot (d \cdot \cos\gamma - c \cdot \sin\gamma)) - (F_V \cdot \cos\beta \cdot (d \cdot \sin\gamma + c \cdot \cos\gamma)) \\ & + \left(R_{FY} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos\gamma\right) - \left(R_{FX} \cdot \frac{k}{2} \cdot \sin\gamma\right) + (R_{EX} \cdot k \cdot \sin\gamma) - (R_{EY} \cdot k \cdot \cos\gamma) \\ & = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (12) \end{aligned} \quad (20)$$

## Uvolnění členu DFH



Obr. 3.6 Schéma reakcí na členu DFH

Rovnice statické rovnováhy členu DFH:

$$R_{DY} + R_{FY} + R_{HY} - (F_V \cdot \sin \beta) = 0 \text{ N} \quad (13) \quad (21)$$

$$-R_{DX} + R_{FX} + (F_V \cdot \cos \beta) = 0 \text{ N} \quad (14) \quad (22)$$

Momentová rovnice rovnováhy k bodu H:

$$\begin{aligned} & (F_V \cdot \sin \beta \cdot (d \cdot \cos \gamma - c \cdot \sin \gamma)) + (F_V \cdot \cos \beta \cdot (d \cdot \sin \gamma + c \cdot \cos \gamma)) + \left( R_{FY} \cdot \cos \gamma \cdot \frac{k}{2} \right) \\ & + \left( R_{FX} \cdot \sin \gamma \cdot \frac{k}{2} \right) + (R_{DY} \cdot \cos \gamma \cdot k) - (R_{DX} \cdot \sin \gamma \cdot k) \\ & = 0 \text{ N} \cdot m \quad (15) \end{aligned} \quad (23)$$

### 3.2 Maticové řešení soustavy statických rovnic

Protože vyřešit soustavu patnácti rovnic o patnácti neznámých za použití pouhého dosazování do ostatních rovnic je prakticky nemožné, z tohoto důvodu nastal čas poohlédnout se po výkonnějším způsobu výpočtu. Pro toto řešení je nejvhodnější způsob dosadit soustavu rovnic do matice A. Z této matice se vytvoří inverzní matice, a ta bude vynásobena maticovým vektorem b. Maticový vektor b obsahuje hodnoty zatížení mechanismu, tedy výměnou hodnot tohoto vektoru lze dosáhnout výpočtu různého zatížení mechanismu.

Rovnice násobení matic, kde x představuje výsledné hodnoty reakcí:

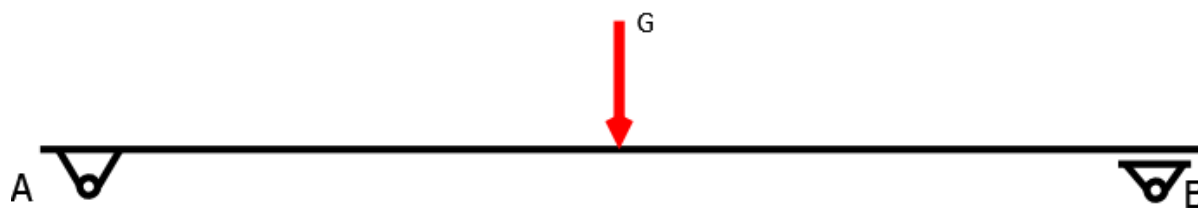
$$x = A^{-1} \cdot b \quad (24)$$

Matice A je čtvercová matice vytvořená s předešlých rovnic rovnováhy, tyto rovnice jsou dosazeny do matice v pořadí číslování rovnic.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & -1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,067 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & 0 & 1,335 & 0 & 0 & -1,33 & -0,37 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,07 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,74 & -2,67 & -0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & -0,11 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2,669 & -0,74 & 0 & 0 & 0,3701 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & 0,106 \end{bmatrix}$$



## Výpočet reakcí v dolní poloze plošiny při zatížení uprostřed



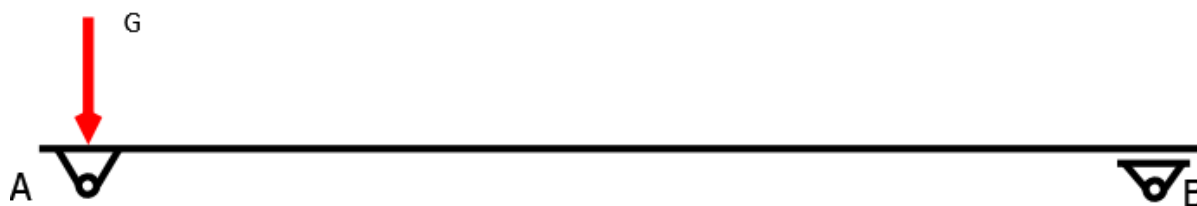
Obr. 3.7 Schéma zatížení uprostřed

$$x = A^{-1} \cdot b$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & -1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,067 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & 0 & 1,335 & 0 & 0 & -1,33 & -0,37 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,07 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,74 & -2,67 & -0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & -0,11 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2,669 & -0,74 & 0 & 0 & 0,3701 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & 0,106 \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} 36805 \\ 36805 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad x = \begin{bmatrix} 0 \\ 36805 \\ 36805 \\ 1,78E-06 \\ -243,915 \\ 14697,71 \\ 64759,64 \\ 64759,64 \\ 14697,71 \\ -243,915 \\ 4,49E-06 \\ 2,34E-14 \\ 36805 \\ 36805 \\ 82933,66 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{AX} \\ R_{AY} \\ R_{BY} \\ R_{CY} \\ R_{CX} \\ R_{DY} \\ R_{DX} \\ R_{EX} \\ R_{EY} \\ R_{FX} \\ R_{FY} \\ R_{GX} \\ R_{GY} \\ R_{HY} \\ F_V \end{bmatrix}$$

## Výpočet reakcí v dolní poloze plošiny při zatížení vlevo nad reakcí $R_{AY}$



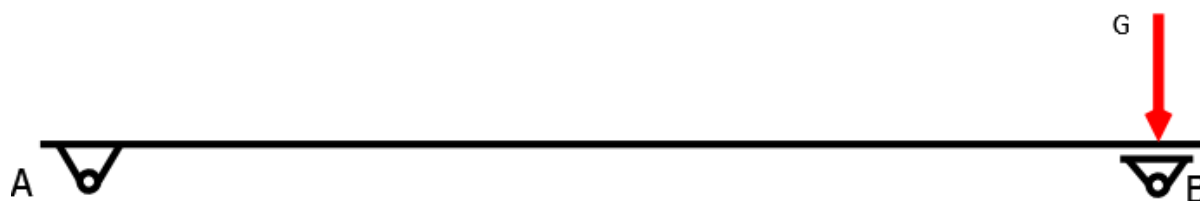
Obr. 3.8 Schéma zatížení vlevo

$$x = A^{-1} \cdot b$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & -1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,067 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & 0 & 1,335 & 0 & 0 & -1,33 & -0,37 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,07 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,74 & -2,67 & -0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & -0,11 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2,669 & -0,74 & 0 & 0 & 0,3701 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & 0,106 \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} 73575 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad x = \begin{bmatrix} 0 \\ 73575 \\ 0 \\ 73575 \\ -243,915 \\ -22096,7 \\ 64728,84 \\ 64728,84 \\ 51478,22 \\ -243,915 \\ 73575 \\ 4,78621 \\ 73575 \\ -0,00027 \\ 82894,22 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{AX} \\ R_{AY} \\ R_{BY} \\ R_{CY} \\ R_{CX} \\ R_{DY} \\ R_{DX} \\ R_{EX} \\ R_{EY} \\ R_{FX} \\ R_{FY} \\ R_{GX} \\ R_{GY} \\ R_{HY} \\ F_V \end{bmatrix}$$

## Výpočet reakcí v dolní poloze plošiny při zatížení vpravo nad reakcí $R_{BY}$



Obr. 3.9 Schéma zatížení vpravo

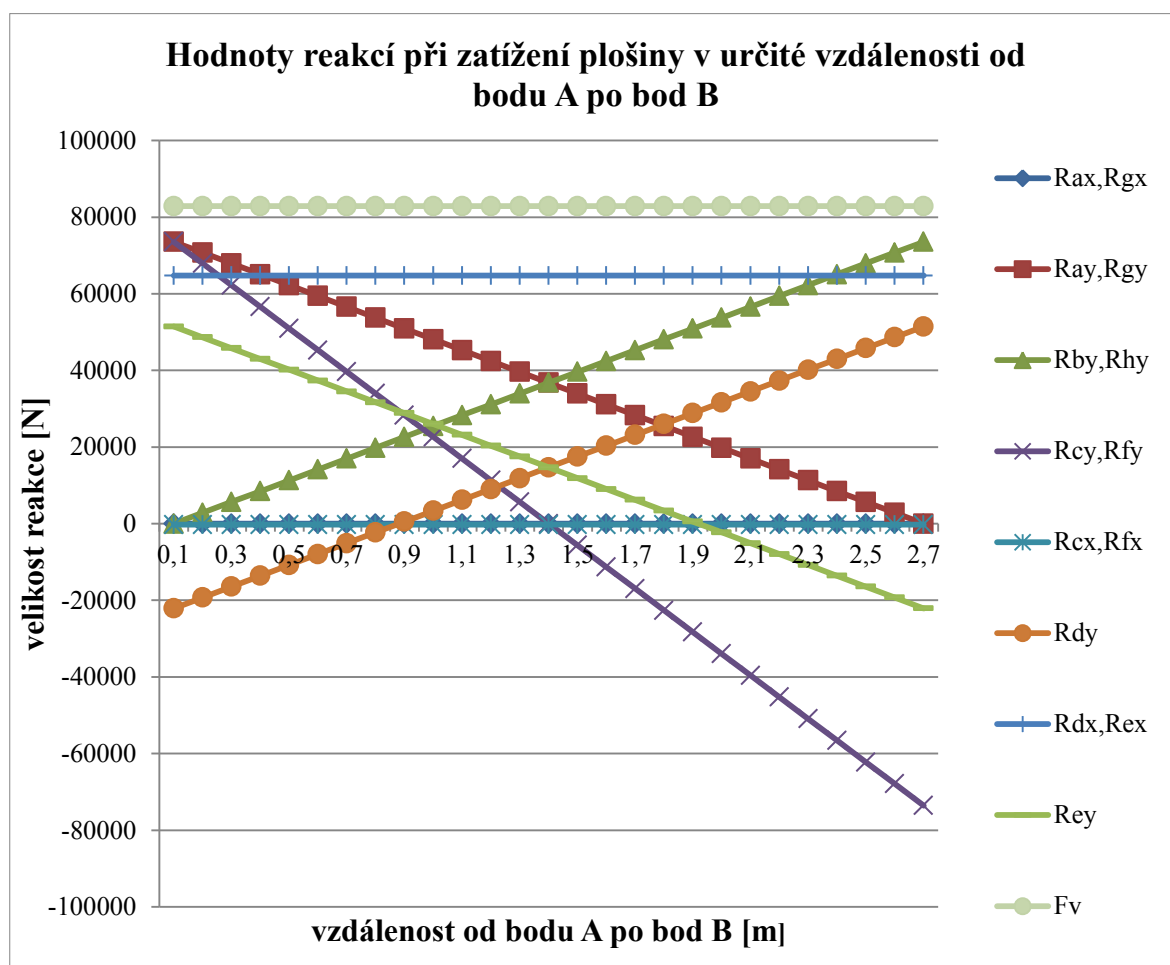
$$x = A^{-1} \cdot b$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & -1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,067 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,621 \\ 0 & 0 & 1,335 & 0 & 0 & -1,33 & -0,37 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,07 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -0,78 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,74 & -2,67 & -0,37 & 1,335 & 0 & 0 & 0 & -0,11 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -0,62 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,784 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2,669 & -0,74 & 0 & 0 & 0,3701 & 1,335 & 0 & 0 & 0,106 \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} 0 \\ 73575 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad x = \begin{bmatrix} 0 \\ -9,9712 \\ 73575 \\ -73574,9 \\ -243,915 \\ 51478,22 \\ 64728,84 \\ 64728,84 \\ -22096,7 \\ -243,915 \\ -73575 \\ -1,11536 \\ -0,00027 \\ 73575 \\ 82894,22 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{AX} \\ R_{AY} \\ R_{BY} \\ R_{CY} \\ R_{CX} \\ R_{DY} \\ R_{DX} \\ R_{EX} \\ R_{EY} \\ R_{FX} \\ R_{FY} \\ R_{GX} \\ R_{GY} \\ R_{HY} \\ F_V \end{bmatrix}$$

### 3.3 Výsledky maticového řešení reakčních sil v dolní poloze

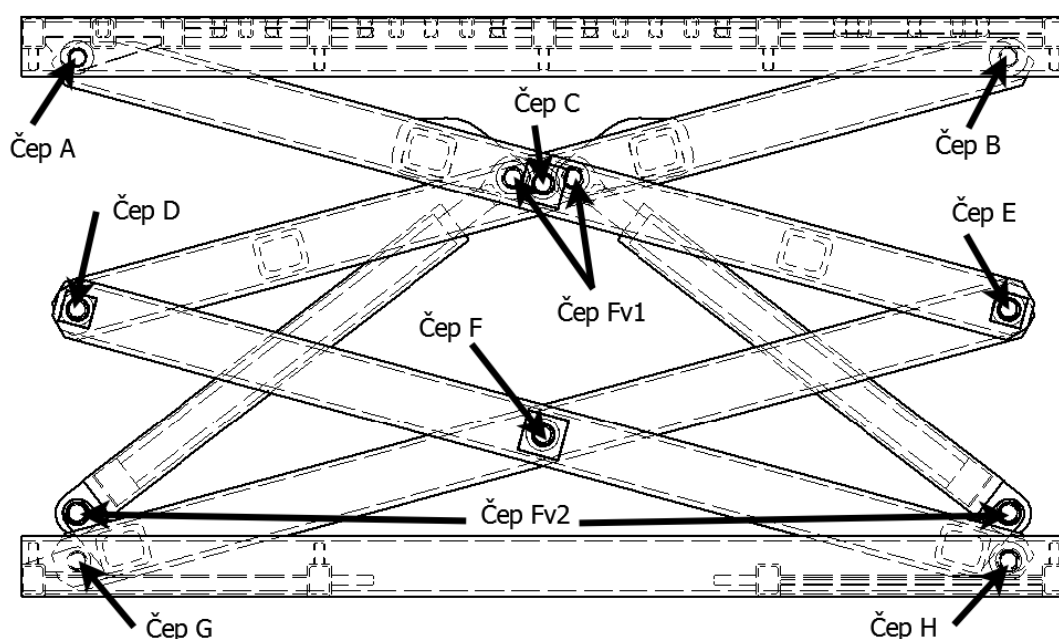
Z výsledků maticového výpočtu pro stav kdy na nůžkový mechanismus působí největší síly, tedy v dolní poloze lze konstatovat, že největší zatížení se nachází v hydraulických válcích. Tato síla  $F_v$  musí být ještě zdvojnásobena z důvodu prostorového rozložení mechanismu. Průběh reakčních sil v čepových spojích při posouvání zatížení po ose x, (po celé délce plošiny) zřetelný z následujícího grafu Obr. 3.10 kde jsou všechny reakční síly vyobrazeny.



Obr. 3.10 Graf reakčních sil v čepových spojích plošiny

## 4 Pevnostní kontrola čepů

Pro všechny použité čepy volím materiál 16 240.7 ocel k zušlechťování, svařitelnost obtížná, obrobiteľnosť a tvárnosť za tepla dobrá, vhodná pro středně namáhané součásti strojů a silničních vozidel, např. kloubové hřídele, ojnice, pístní čepy, válce, pastorky. Mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou  $R_{e\ min} = 590\ MPa$ ,  $R_m = 850\ MPa$ . Všechny použité čepy mají průměr  $d = 50\ mm$ . Na obr. 4.1 je zobrazeno schéma značení čepů nůžkové hydraulické plošiny.



*Obr. 4.1 Schéma značení jednotlivých čepů*

### Výpočet dovolených napětí:

$$\sigma_{DO} = \frac{R_{e\ min}}{1,5} \quad (25)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{590}{1.5} = 393 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DO} = 0,8 \cdot \sigma_{DO} \quad (26)$$

$$\tau_{DO} = 0,8 \cdot 393 = 314 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 0,66 \cdot R_{e \min} \quad (27)$$

$$\mathbf{p_{dov} = 0,66 \cdot 590 = 390 \text{ MPa}}$$

### Kontrola čepů D, E

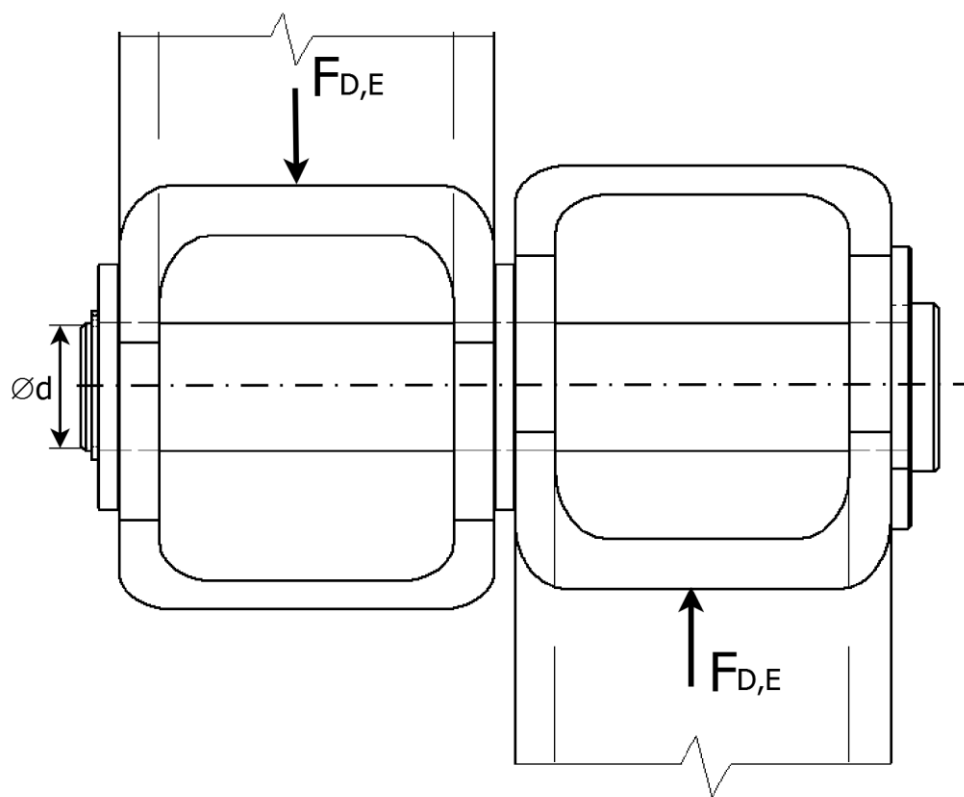
Čepy D a E jsou nejvíce zatížený v dolní poloze plošiny, kdy síla zatížení na plošinu je v krajní poloze. Tyto čepy jsou namáhány na střih. Na obr. 4.2 je znázorněno toto čepové spojení.

Síla na čep D, E:

$$F_{D,E} = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} \quad (28)$$

$$F_{D,E} = \sqrt{64\,729^2 + 51\,478^2}$$

$$F_{D,E} = 82\,703 \text{ N}$$



Obr. 4.2 Schéma čepového spojení čepy D, E

Kontrola čepového spojení čepů D, E na smyk:

$$\tau_{D,E} = \frac{4 \cdot F_{D,E}}{\pi \cdot d^2} \quad (29)$$

$$\tau_{D,E} = \frac{4 \cdot 82\,703}{\pi \cdot 50^2} = 42 \text{ MPa}$$

$$\tau_{D,E} < \tau_{DO}$$

$$42 \text{ MPa} < 314 \text{ MPa}$$

## Kontrola čepů C, F

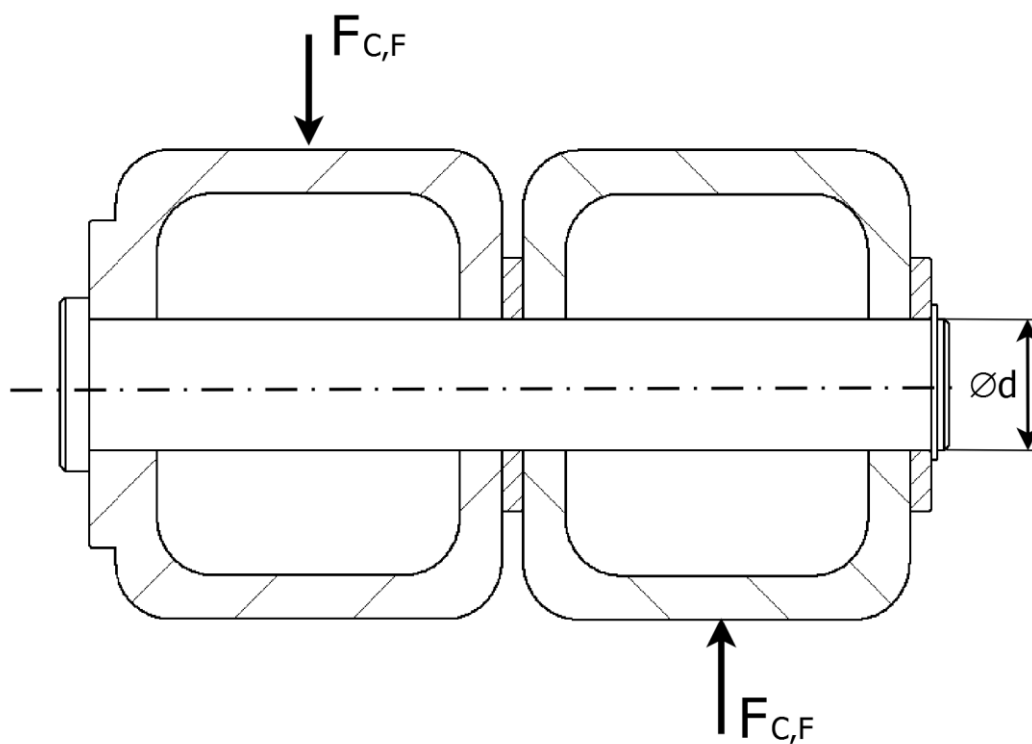
Tyto čepy jsou nejvíce zatížený v dolní poloze plošiny, kdy síla zatížení na plošinu je v krajní poloze. Čepy C, F jsou namáhány stříhem. Na obr. 4.3 jsou tyto čepové spojení zobrazeny.

Síla na čep C, F:

$$F_{C,F} = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} \quad (30)$$

$$F_{C,F} = \sqrt{244^2 + 73\,575^2}$$

$$F_{C,F} = 73\,576 \text{ N}$$



Obr. 4.3 Schéma čepového spojení čepy C, F



Kontrola čepového spojení čepů C, F na smyk:

$$\tau_{C,F} = \frac{4 \cdot F_{C,F}}{\pi \cdot d^2} \quad (31)$$

$$\tau_{C,F} = \frac{4 \cdot 73\,576}{\pi \cdot 50^2} = 38 \text{ MPa}$$

$$\tau_{C,F} < \tau_{DO}$$

$$38 \text{ MPa} < 314 \text{ MPa}$$

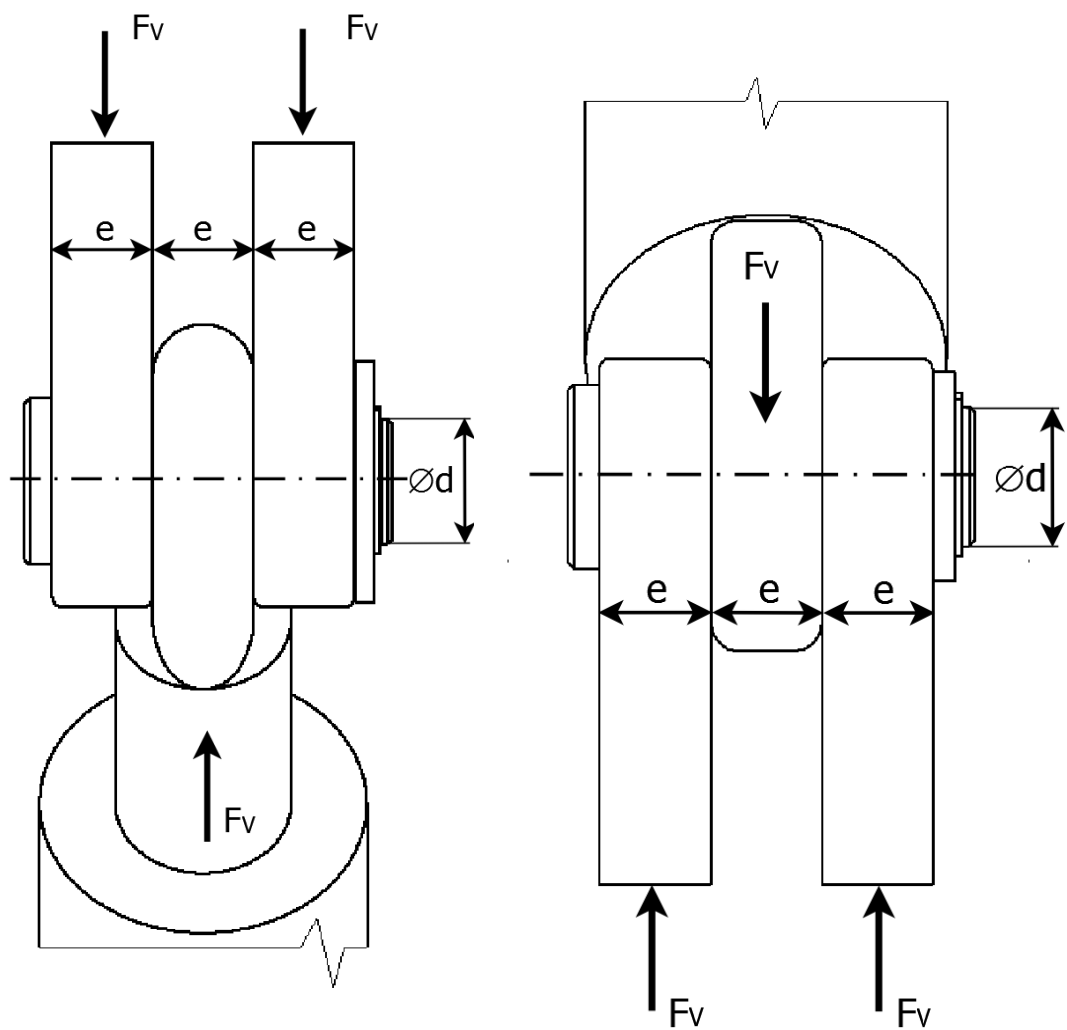
### Kontrola čepů Fv1, Fv2

Tyto čepy jsou zatíženy silou, kterou působí hydraulické válce. Tato síla je největší ve spodní poloze plošiny. Síla  $F_V$  musí být zdvojnásobena, z důvodu výpočtu pouze jedné strany nůžkového mechanismu. Tato čepová spojení jsou namáhána kombinací stříhového zatížení a otláčením. Na obr. 4.4 jsou tyto čepové spojení znázorněna, z důvodu zkrácení výrazu je síla  $F_{Fv1,Fv2}$  v tomto schématu značena pouze jako síla  $F_V$ .

Síla na čep Fv1,Fv2:

$$F_{Fv1,Fv2} = 2 \cdot F_V \quad (32)$$

$$F_{Fv1,Fv2} = 2 \cdot 82\,894 = 165\,788 \text{ N}$$



Obr. 4.4 Schéma čepového spojení čepy Fv1, Fv2

Kontrola čepového spojení čepů Fv1, Fv2 na otláčení:

$$p_{Fv1,Fv2} = \frac{F_{Fv1,Fv2}}{e \cdot d} \quad (33)$$

$$p_{Fv1,Fv2} = \frac{165\,788}{40 \cdot 50} = 83 \text{ MPa}$$

$$p_{Fv1,Fv2} < p_{dov}$$

$$83 \text{ MPa} < 390 \text{ MPa}$$

Kontrola čepového spojení čepů Fv1, Fv2 na smyk:

$$\tau_{Fv1,Fv2} = \frac{2 \cdot F_{Fv1,Fv2}}{\pi \cdot d^2} \quad (34)$$

$$\tau_{Fv1,Fv2} = \frac{2 \cdot 165\,788}{\pi \cdot 50^2} = 42 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Fv1,Fv2} < \tau_{DO}$$

$$42 \text{ MPa} < 314 \text{ MPa}$$

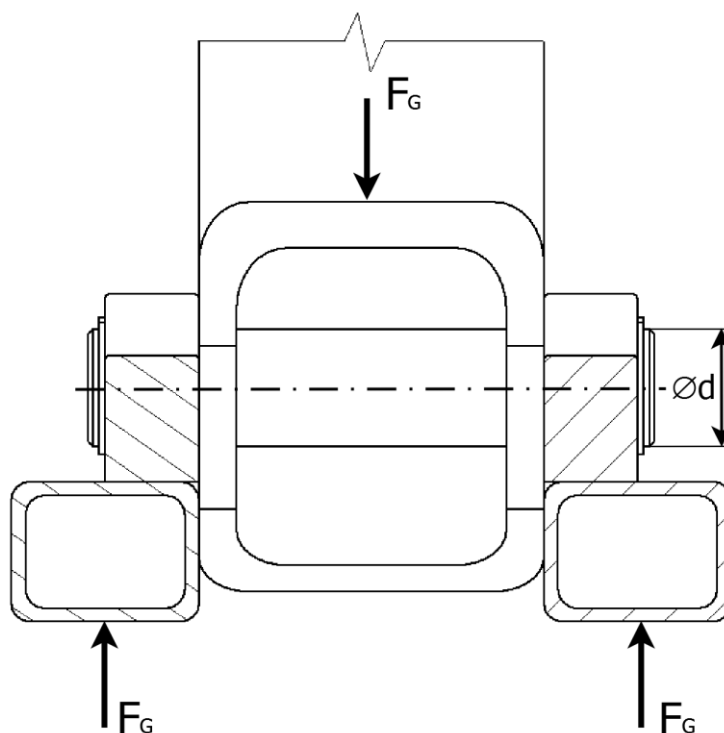
### Kontrola čepu G

Tento čep je nejvíce zatížený v dolní poloze plošiny, kdy síla zatížení na plošinu je v krajní poloze. Čep G je namáhán stříhem. Znázornění čepového spojení čepem G se nachází na obr. 4.5.

Síla na čep G:

$$F_G = R_{GY} \quad (35)$$

$$F_G = 73\,575 \text{ N}$$



Obr. 4.5 Schéma čepového spojení čepem G

Kontrola čepového spojení čepu G na smyk:

$$\tau_G = \frac{2 \cdot F_G}{\pi \cdot d^2} \quad (36)$$

$$\tau_G = \frac{2 \cdot 73\,575}{\pi \cdot 50^2} = 19 \text{ MPa}$$

$$\tau_G < \tau_{DO}$$

$$19 \text{ MPa} < 314 \text{ MPa}$$

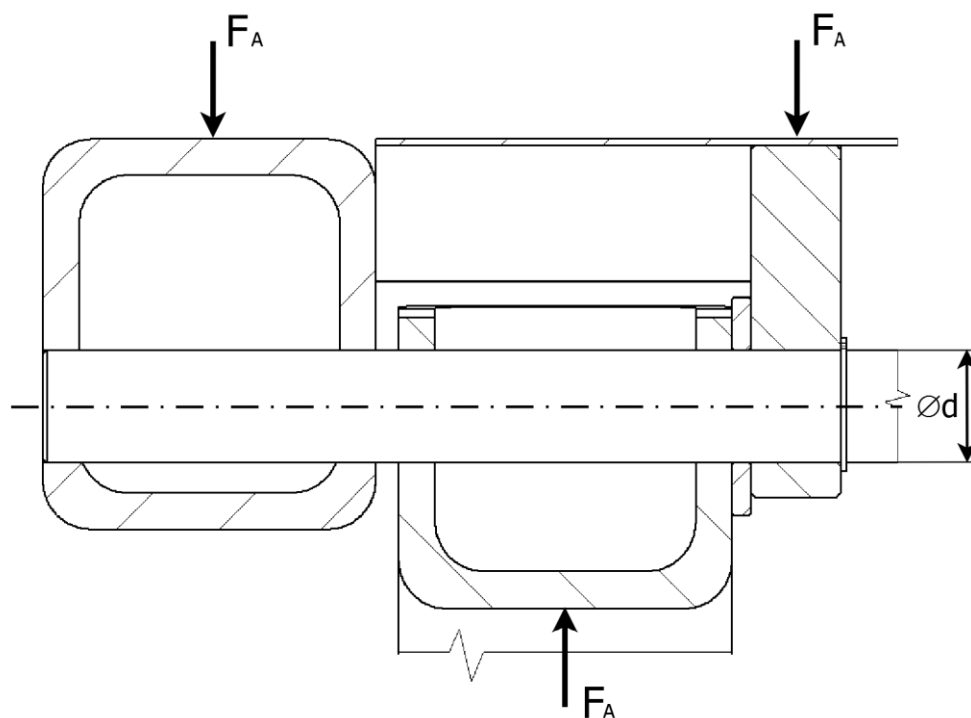
### Kontrola čepu A

Tento čepový spoj je nejvíce zatížený v dolní poloze plošiny, kdy síla zatížení na plošinu je v krajní poloze. Čep A je zatížen na střih. Na obr. 4.6 je znázorněn řez mechanismem, v místě kde se čep A nachází.

Síla na čep A:

$$F_A = R_{AY} \quad (37)$$

$$F_A = 73\,575 \text{ N}$$



Obr. 4.6 Schéma čepového spojení čepem A

Kontrola čepového spojení čepu A na smyk:

$$\tau_A = \frac{4 \cdot F_A}{\pi \cdot d^2} \quad (38)$$

$$\tau_A = \frac{4 \cdot 73\,575}{\pi \cdot 50^2} = 38 \text{ MPa}$$

$$\tau_A < \tau_{DO}$$

$$38 \text{ MPa} < 314 \text{ MPa}$$

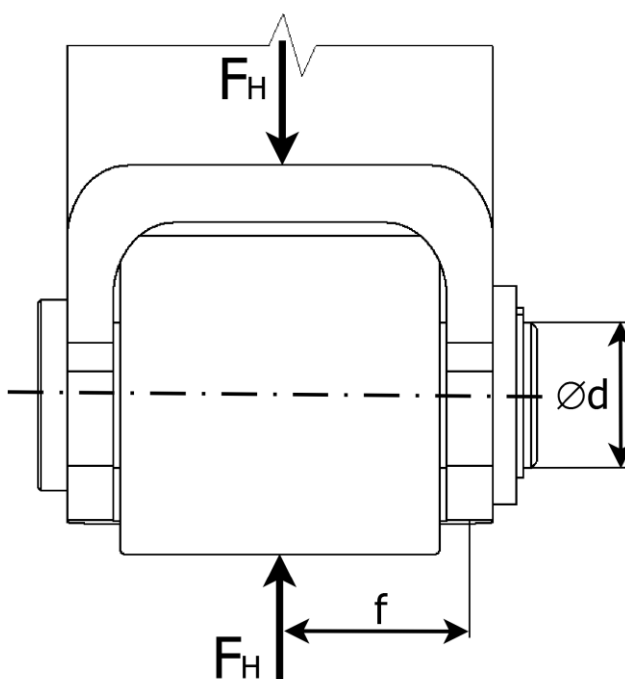
### Kontrola čepu H

Tento čep je nejvíce zatížený v dolní poloze plošiny, kdy síla zatížení na plošinu je v krajní poloze. Čep H je početně prověřen na ohyb a na střih. Na obr. 4.7 je tento čepový spoj čepem H znázorněn.

Síla na čep H:

$$F_H = R_{HY} \quad (39)$$

$$F_H = 73\,575 \text{ N}$$



Obr. 4.7 Schéma čepového spojení čepem H

Kontrola čepového spojení čepu H na smyk:

$$\tau_H = \frac{2 \cdot F_H}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 73\,575}{\pi \cdot 50^2} = 19 \text{ MPa} \quad (40)$$

$$\tau_H < \tau_{Do}$$

$$19 \text{ MPa} < 314 \text{ MPa}$$

Kontrola čepového spojení čepu H na ohyb:

$$\sigma_{OH} = \frac{M_{OH}}{W_{OH}} \quad (41)$$

$$\sigma_{OH} = \frac{\frac{F_H}{2} \cdot \frac{f}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{8 \cdot F_H \cdot f}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 73\,575 \cdot 81,5}{\pi \cdot 50^3} = 122 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OH} < \sigma_{Do}$$

$$122 \text{ MPa} < 393 \text{ MPa}$$

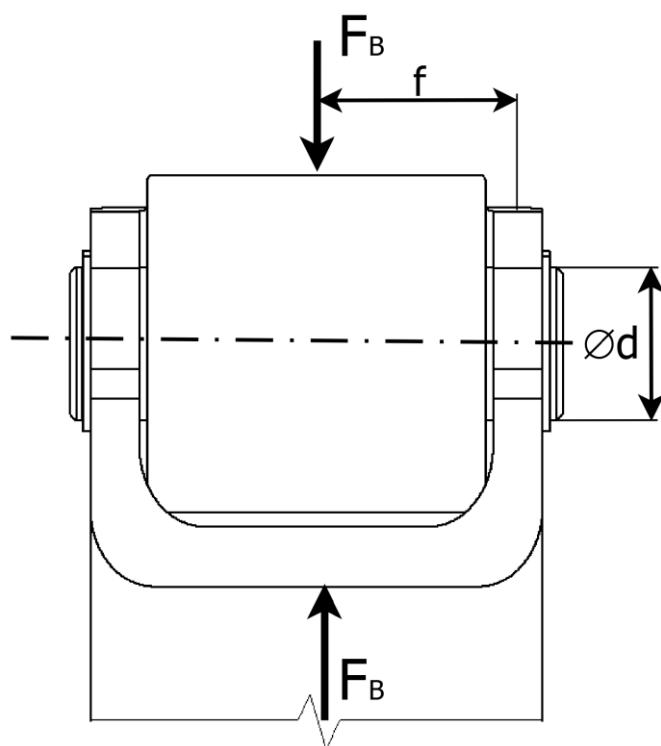
## Kontrola čepu B

Tento čep je nejvíce zatížený v dolní poloze plošiny, kdy síla zatížení na plošinu je v krajní poloze. Kontrola tohoto čepového spojení čepem B byla provedena pro zatížení ohybem a stříhem. Na obr. 4.8 je čepový spoj čepem B znázorněn.

Síla na čep B:

$$F_B = R_{BY} \quad (42)$$

$$F_B = 73\,575 \text{ N}$$



Obr. 4.8 Schéma čepového spojení čepem B

Kontrola čepového spojení čepu B na smyk:

$$\tau_B = \frac{2 \cdot F_B}{\pi \cdot d^2} \quad (43)$$

$$\tau_B = \frac{2 \cdot 73\,575}{\pi \cdot 50^2} = 19 \text{ MPa}$$

$$\tau_B < \tau_{Do}$$

$$19 \text{ MPa} < 314 \text{ MPa}$$

Kontrola čepového spojení čepu B na ohyb:

$$\sigma_{OB} = \frac{M_{OB}}{W_{OB}} \quad (44)$$

$$\sigma_{OB} = \frac{\frac{F_B}{2} \cdot \frac{f}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{8 \cdot F_H \cdot f}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 73\,575 \cdot 81,5}{\pi \cdot 50^3} = 122 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OB} < \sigma_{DO}$$

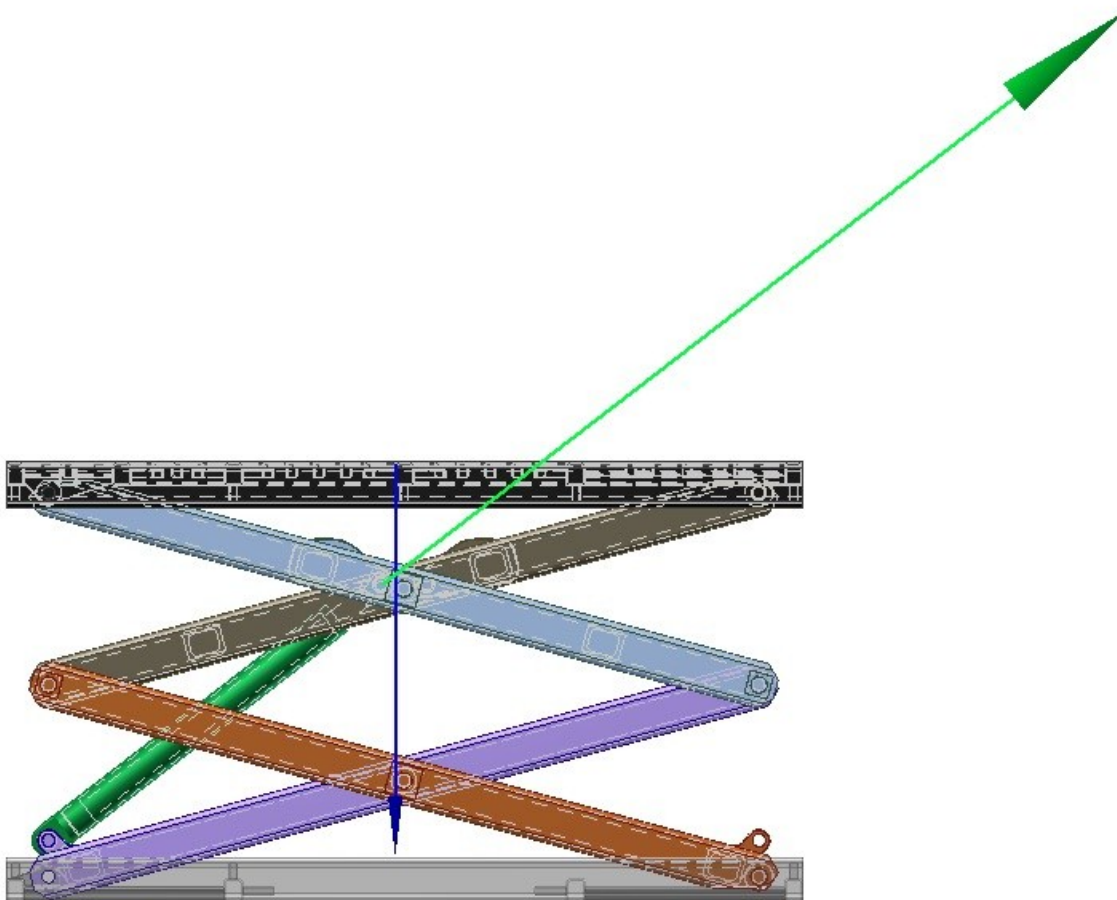
$$122 \text{ MPa} < 393 \text{ MPa}$$

Kontrola všech čepů hydraulické nůžkové plošiny vyšla s mnohonásobnou bezpečností. Tato mnohonásobná bezpečnost čepů je důležitá z důvodu značného dynamického namáhání. Všechny čepy hydraulické nůžkové plošiny jsou zabezpečeny proti axiálnímu posuvu POJISTNÝMI KROUŽKY 50 ČSN 02 2930.

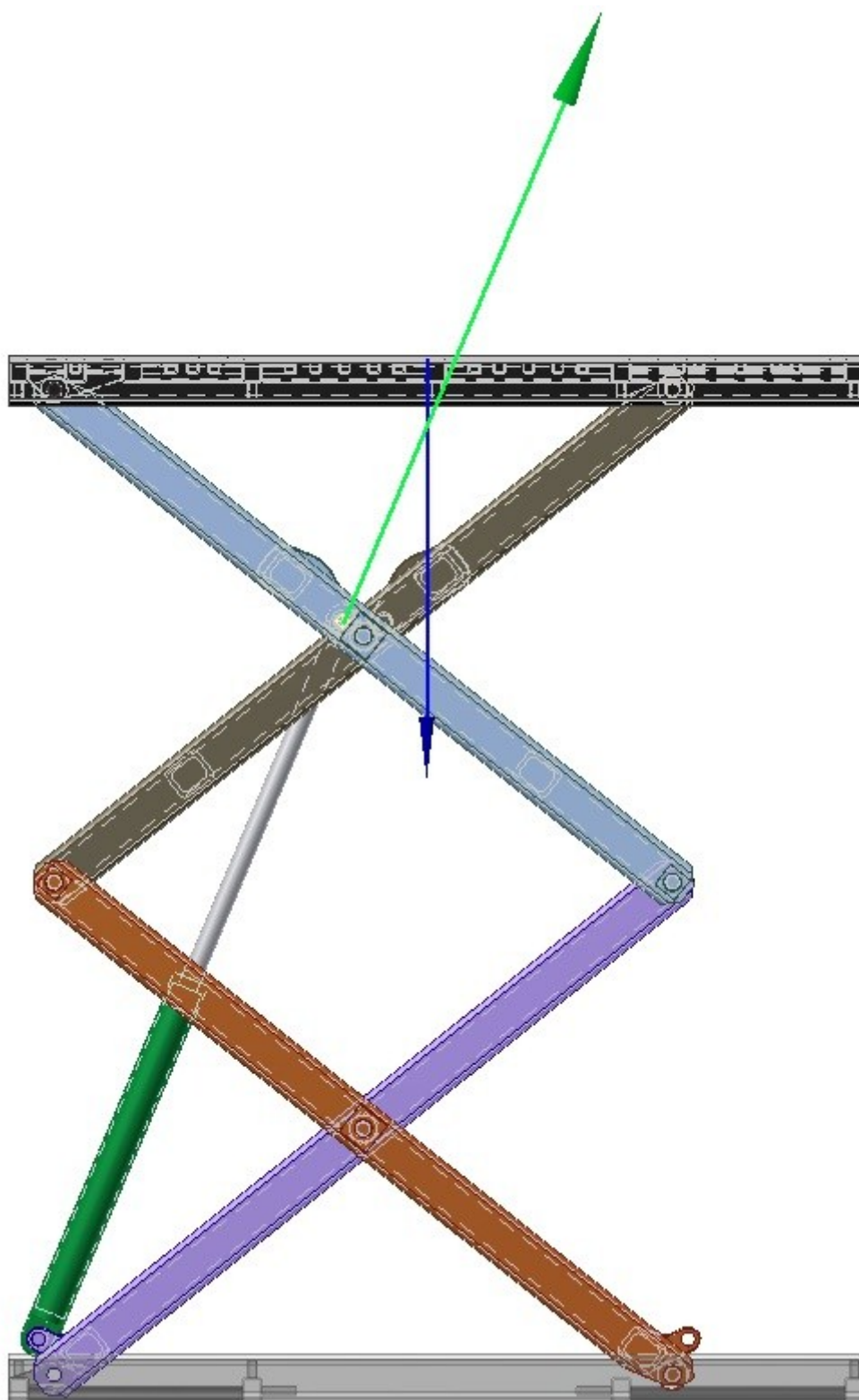


## 5 Diagram sil působících na válce v průběhu zvedání

Vytvořit diagram sil působících na hydraulické válce v průběhu zvedání za pomoci přepočítávání všech úhlů maticovým výpočtem, by bylo velice pracné a taky asi ne zcela přesné. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl poohlédnout po lepším způsobu vytvoření žádoucího diagramu. Po důkladnějším prostudování programu Autodesk Inventor Professional 2011 programu ve kterém jsem vykonstruoval celou nůžkovou hydraulickou plošinu, jsem zjistil, že je možnost provést dynamickou simulaci. Do této dynamické simulace jsem zavedl všechny potřebné parametry působící na plošinu, dále jako neznámou sílu potřebnou vypočítat v průběhu zvedání jsem nastavil sílu ve válci. Z důvodu symetrie zatížení válců jsem odstranil jeden hydraulický válec, pro zjednodušení simulace. Na obr. 5.1 je znázorněna dynamická simulace v okamžiku, kdy je plošina na počátku zvedání. Na obr. 5.2 je znázorněn okamžik z dynamické simulace, kdy je plošina zcela vysunutá.



*Obr. 5.1 Dynamická simulace, plošina se začíná zvedat*



*Obr. 5.2 Dynamická simulace, plošina je plně vysunutá*

## 5.1 Výsledný diagram dynamické simulace

Díky této simulaci se potvrdilo, že nůžkové hydraulické plošiny jsou nejvíce zatíženy při začátku zvedání. Z výsledků tohoto diagramu bude použita maximální hodnota do MKP analýzy jednoho z ramen. Tato maximální hodnota bude podělena dvěma, z důvodu absence jednoho z válců. Na obr. 5.3 je znázorněn výsledný graf pro sílu v hydraulickém válci.

Maximální hodnota síly v hydraulickém válci:

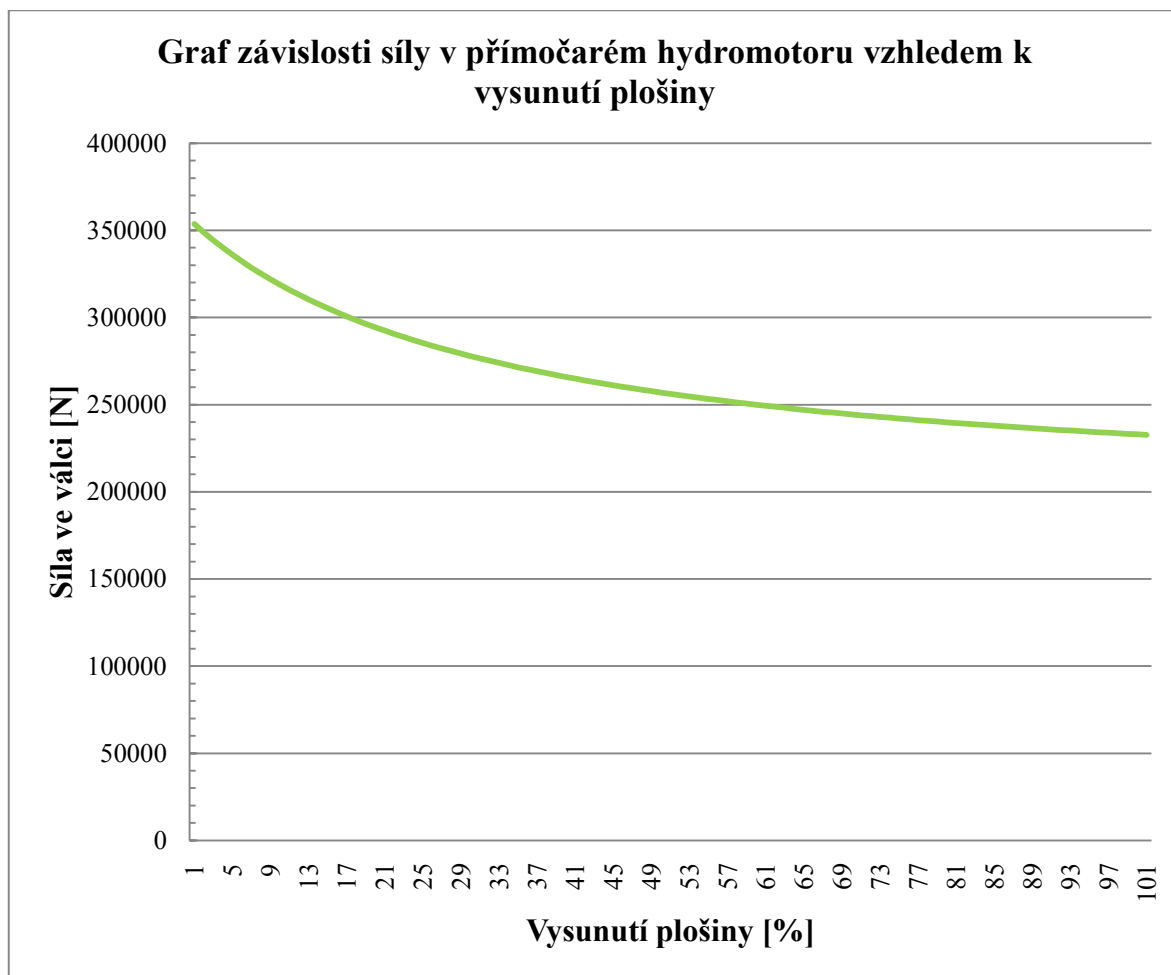
$$F_{V \max} = \frac{353\,603}{2} = 176\,801,5 \text{ N} \quad (45)$$

Rozdíl mezi vypočtenou silou  $F_{FV1,FV2}$  a silou  $F_{V \max}$  z dynamické simulace:

$$\text{Rozdíl} = \frac{(F_{V \max} - F_{Fv1,Fv2})}{F_{V \max}} \cdot 100 \quad (46)$$

$$\text{Rozdíl} = \frac{(176\,801,5 - 165\,788)}{176\,801,5} \cdot 100 = 6,2 \%$$

Tento rozdíl mezi vypočtenou silou  $F_{FV1,FV2}$  a silou  $F_{V \max}$  získanou z dynamické simulace, je z důvodu že síla  $F_{FV1,FV2}$  je vypočtena v rovině, kdežto síla  $F_{V \max}$  je řešena prostorovým výpočtem. Rozdíl 6,2 % mezi těmito výsledky není dramatický, ale protože prostorový výpočet je přesnější, bude v dalším výpočtu použita síla  $F_{V \max}$ .



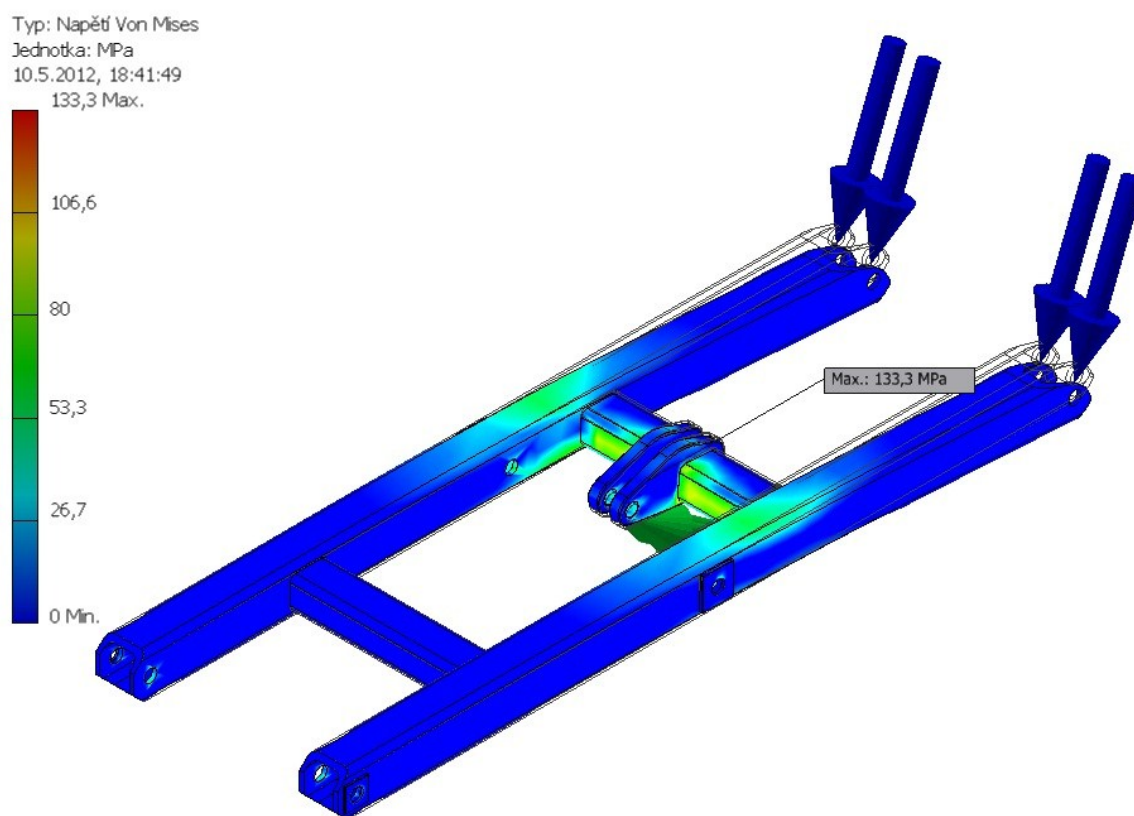
*Obr. 5.3 Graf síly působící v jednom válci při zvedání plošiny*

## 6 Pevnostní kontrola nejvíce zatíženého rámu

Tato pevnostní kontrola bude provedena na vrchním vnějším ramenu BCD, z předpokladu největšího zatížení. Kontrola bude provedena pomocí metody konečných prvků (MKP). Budou provedena dvě řešení, jedno pro stav zatížený silou uprostřed, a druhé řešení bude pro stav zatížený v krajní poloze. Celá hydraulická nůžková plošina je konstruována z konstrukční oceli 11 523.0, která bude v této analýze použita.

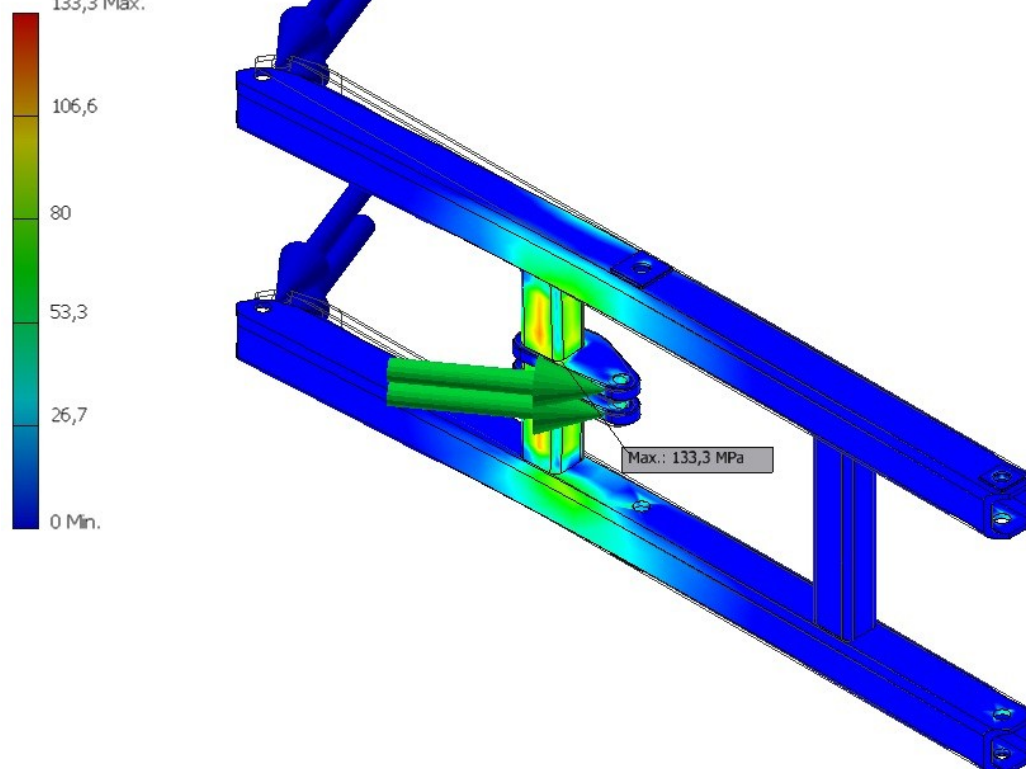
## 6.1 MKP kontrola ramene BCD při zatížení plošiny uprostřed

Při tomto řešení bude rameno v pozici naklonění k vodorovné rovině o úhel  $\gamma = 15,5^\circ$ , tedy v pozici kdy je plošina zcela spuštěná. Rameno BCD bude zatíženo silou v hydraulickém válci  $F_{V \max}$ , a silou  $F_B$  spočtenou pro stav zatížený uprostřed. Toto rameno je stejně jako všechny členy zařízení vyrobeno z materiálu 11 523.0, který má mez kluzu  $R_e = 350 \text{ MPa}$ .



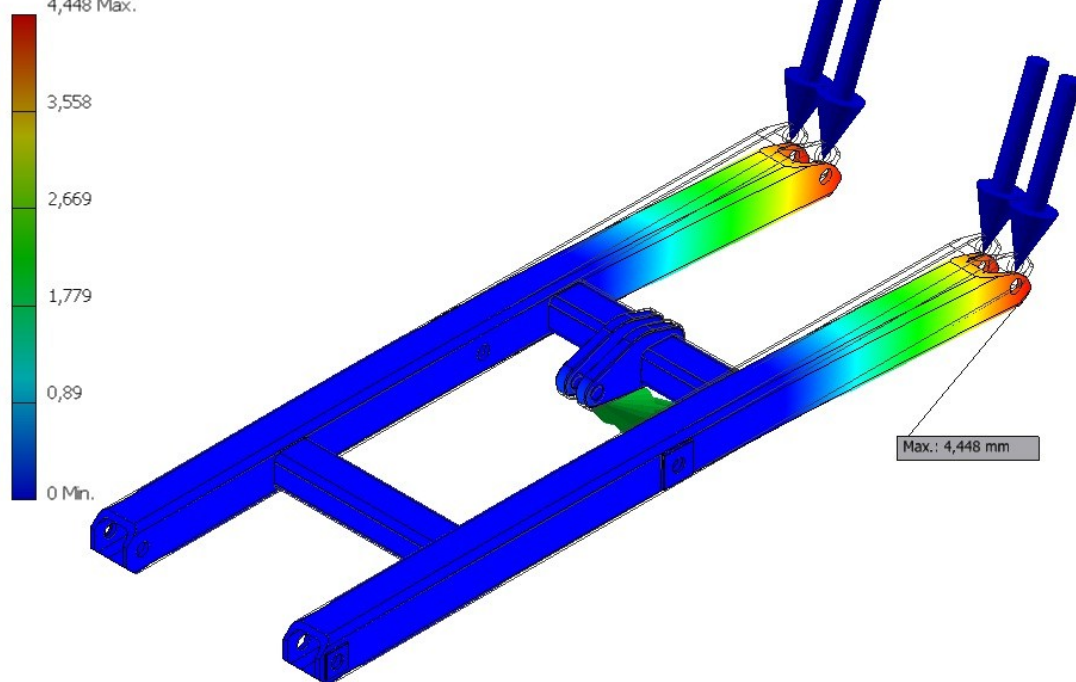
Obr. 6.1 Napětí Von Mises v ramenu BCD při zatížení plošiny uprostřed (pohled 1)

Typ: Napětí Von Mises  
 Jednotka: MPa  
 10.5.2012, 18:56:47  
 133,3 Max.



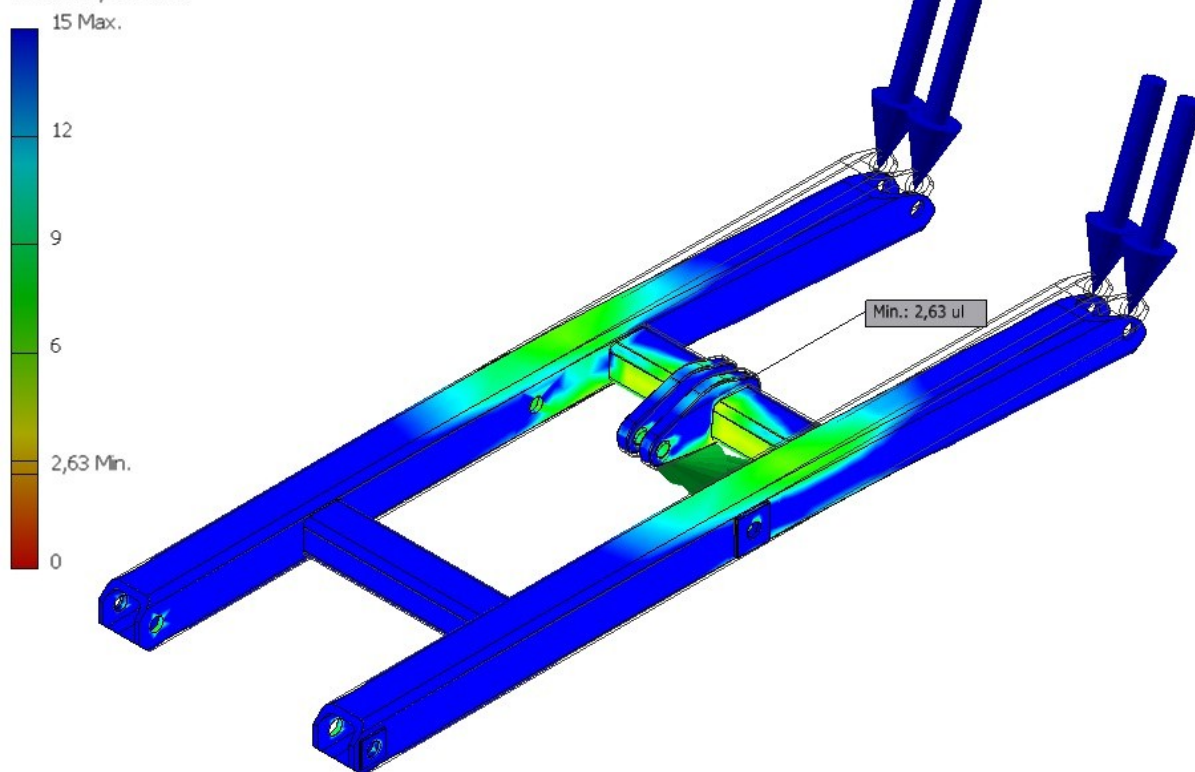
*Obr. 6.2 Napětí Von Mises v ramenu BCD při zatížení plošiny uprostřed (pohled 2)*

Typ: Posunutí  
 Jednotka: mm  
 10.5.2012, 18:47:33  
 4,448 Max.



*Obr. 6.3 Posunutí v ramenu BCD při zatížení plošiny uprostřed*

Typ: Součinitel bezpečnosti  
 Jednotka: ul  
 10.5.2012, 18:45:25



Obr. 6.4 Součinitel bezpečnosti v ramenu BCD při zatížení plošiny uprostřed

Bezpečnostní součinitel ramene BCD, při maximálním napětí v ramenu vypočteného pomocí metody konečných prvků  $\sigma_{01} = 133,3 \text{ MPa}$  pro stav zatížený uprostřed plošiny:

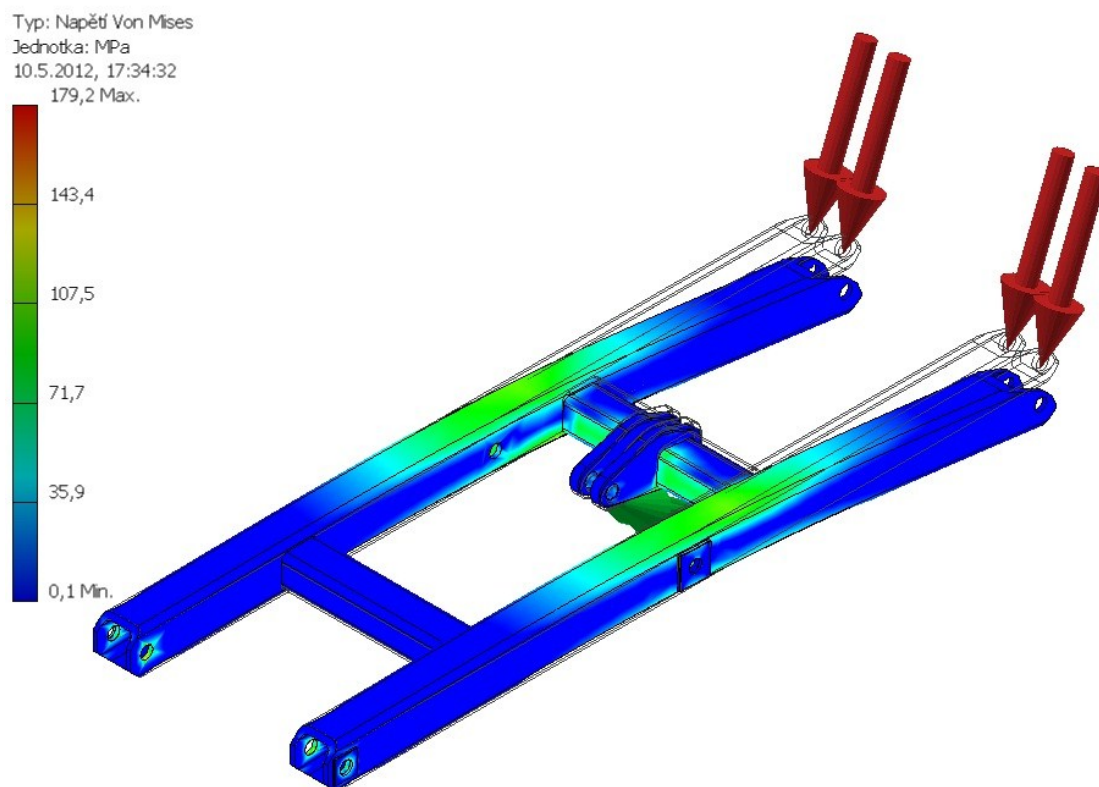
$$k_s = \frac{Re_{11\ 523}}{\sigma_{01}} \quad (47)$$

$$k_s = \frac{350}{133,3} = 2,62 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



## 6.2 MKP kontrola ramene BCD při zatížení plošiny v krajní pozici

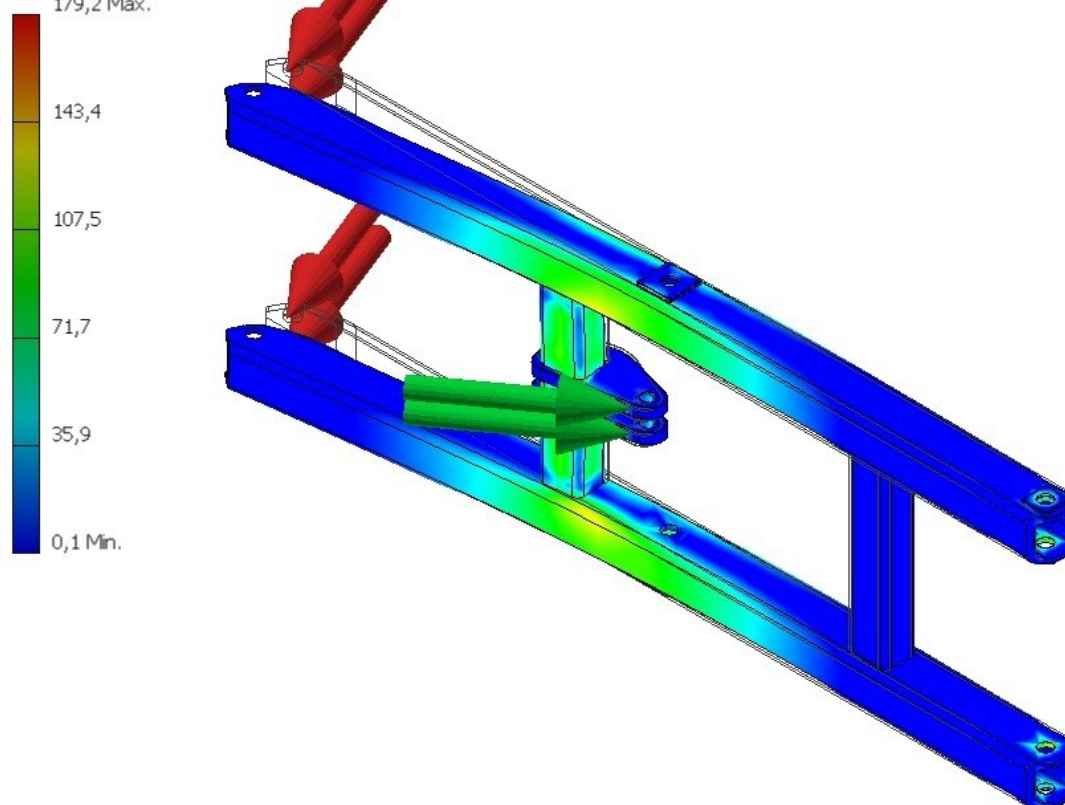
Při tomto řešení bude rameno v pozici naklonění k vodorovné rovině o úhel  $\gamma = 15,5^\circ$ , tedy v pozici kdy je plošina zcela spuštěná. Rameno BCD bude zatíženo silou v hydraulickém válci  $F_{V \max}$ , a silou  $F_B$  spočtenou pro stav zatížený v krajní pozici.



Obr. 6.5 Napětí Von Mises v ramenu BCD při zatížení plošiny v krajní poloze (pohled 1)

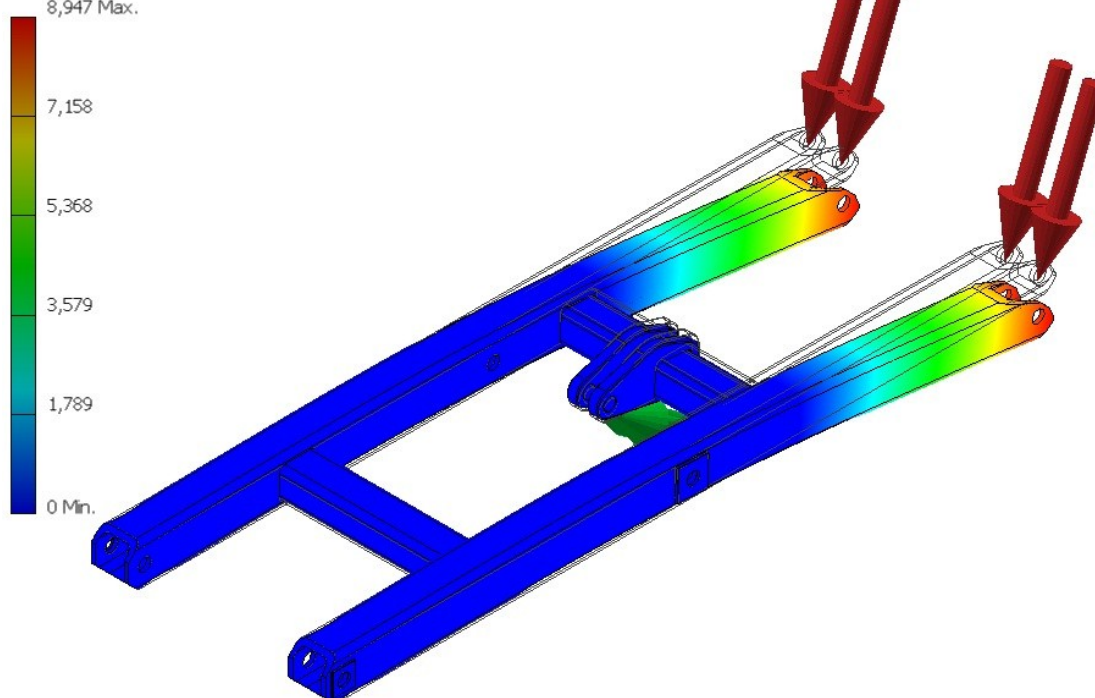


Typ: Napětí Von Mises  
Jednotka: MPa  
10.5.2012, 17:14:32  
179,2 Max.



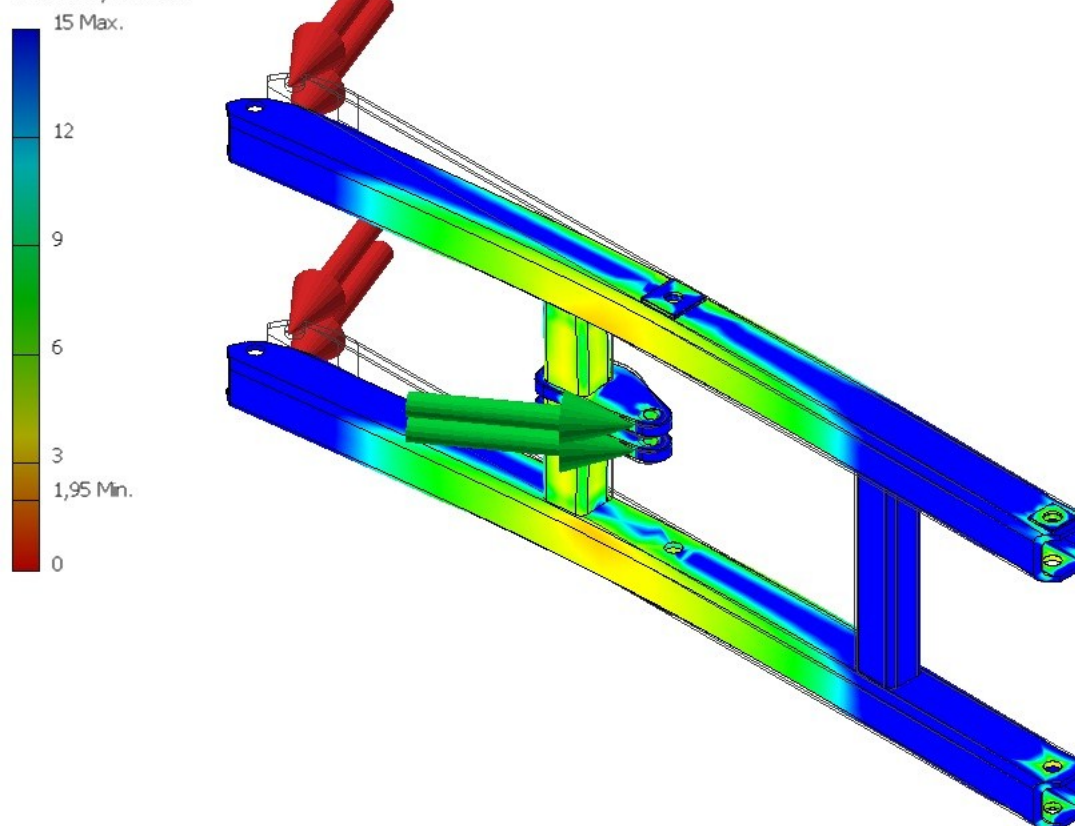
Obr. 6.6 Napětí Von Mises v ramenu BCD při zatížení plošiny v krajní poloze (pohled 2)

Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
10.5.2012, 17:31:34  
8,947 Max.



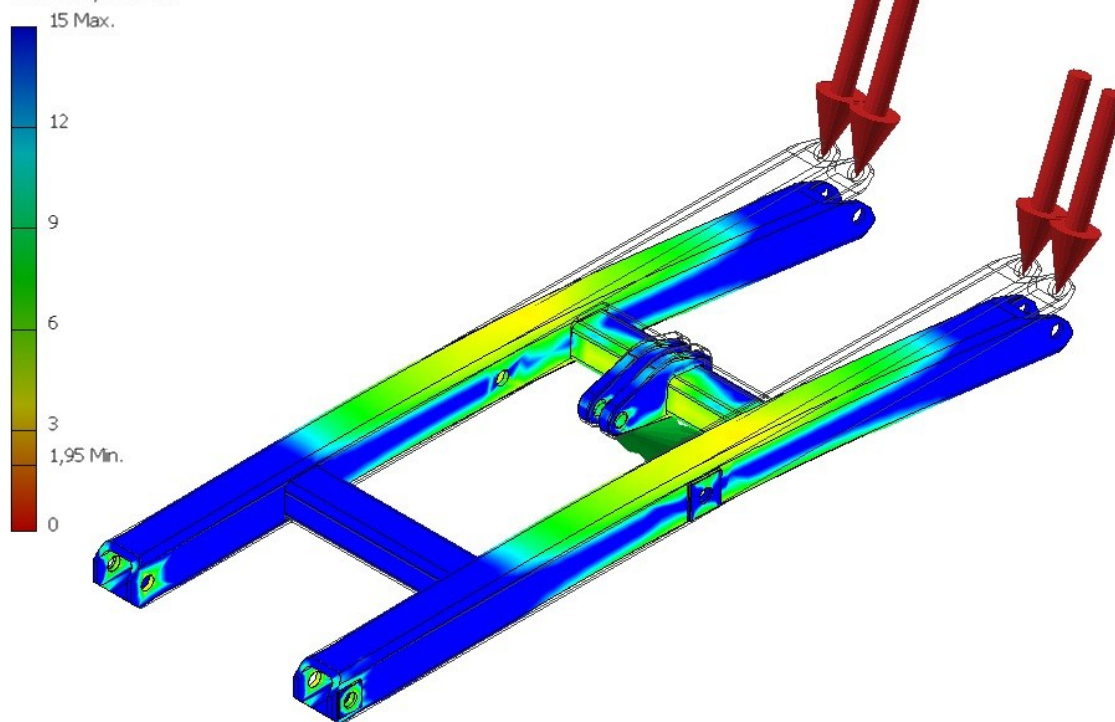
Obr. 6.7 Posunutí v ramenu BCD při zatížení plošiny v krajní poloze

Typ: Součinitel bezpečnosti  
 Jednotka: ul  
 10.5.2012, 17:36:35



*Obr. 6.8 Součinitel bezpečnosti v ramenu BCD při zatížení plošiny v krajní poloze (pohled 1)*

Typ: Součinitel bezpečnosti  
 Jednotka: ul  
 10.5.2012, 17:36:35



*Obr. 6.9 Součinitel bezpečnosti v ramenu BCD při zatížení plošiny v krajní poloze (pohled 2)*

Bezpečnostní součinitel ramene BCD, při maximálním napětí v ramenu vypočteného pomocí metody konečných prvků  $\sigma_{O2} = 179,2 \text{ MPa}$  pro stav zatížený v krajní poloze plošiny:

$$k_s = \frac{Re_{11\,523}}{\sigma_{O2}} \quad (48)$$

$$k_s = \frac{350}{179,2} = 1,95 > 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 7 Závěr

V úvodní části se diplomová práce zabývá konstrukčním návrhem dvojité hydraulické nůžkové plošiny. K tomuto návrhu patří volba hydraulických přímočarých motorů, volba hydroagregátu, a samotný konstrukční návrh hydraulické nůžkové plošiny podle zadaných parametrů.

Následně je řešen výpočet reakčních sil působících v čepovém uložení nůžkového mechanismu, pro stav kdy na nůžkový mechanismus působí největší síly, tedy stav na začátku zvedání hydraulické plošiny. Tento výpočet je proveden způsobem uvolnění jednotlivých členů soustavy, a následným dosazením do maticového tvaru. V maticovém tvaru jsou spočteny reakční síly ve třech variantech zatížení. Z těchto tří variant výpočtu jsou následně vybrány reakční síly nejvyšších hodnot pro všechny čepy.

Všechny čepové spoje byly prověřeny pevnostní kontrolou. Každý z čepů byl prověřen způsobem, kterým zrovna podléhá zatížením ať už to kontrolou na střih, otláčení nebo ohyb. Z výsledků všech provedených kontrol lze konstatovat, všechny čepové spoje jsou dimenzovány s mnohonásobnou bezpečností. Tato mnohonásobná bezpečnost je velmi důležitá, protože se jedná o dynamické zatěžování těchto spojů.

Jako další řešený celek této práce je vytvoření diagramu sil působících na hydraulické válce v průběhu zvedání plošiny. Tento úkol byl řešen za pomoci dynamické simulace programu Autodesk Inventor Professional 2011. Díky této dynamické simulaci byl vytvořen graf hodnot zatížení hydraulického válce v průběhu zvedání plošiny. Z výsledků tohoto grafu vyplývá, že na hydraulické válce působí největší zatížení při začátku zvedání plošiny. Toto největší zatížení je následně použito v pevnostní kontrole nejvíce zatíženého rámu pomocí metody konečných prvků (MKP).

Ke konci této diplomové práce je provedena pevnostní kontrola nejvíce zatíženého rámu pomocí metody MKP. Tato kontrola je provedena na vrchním vnějším ramenu, z předpokladu největšího zatížení. Kontrola je provedena ve dvou variantách zatížení plošiny. Podle normy ČSN EN 1493+A1 (pro zvedáky vozidel) a ČSN EN 1570+A2 (bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly) z kterých jsem vycházel, předepisují bezpečnost jednotlivých členů mechanismu 1,5. Při variantě zatížení ve středu plošiny vyšla minimální bezpečnost  $k=2,63$  což pro využití této hydraulické plošiny je v pořádku. Dále byla řešena varianta, kde zatížení plošiny bylo umístěno v krajní poloze. Tato varianta vyšla s minimální bezpečností  $k=1,95$  což i tento výsledek je v pořádku.

Hlavní prioritou této diplomové práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu zařízení, které bude splňovat všechny zadané parametry ze strany zadavatele, a také samozřejmě musí být funkční a výrobitelné. Zařízení podle všech provedených výpočtů, kontrol, simulací odpovídá funkčnímu stavu. Podle doložené výrobní dokumentace by zařízení mělo být výrobitelné.

## 8 Použitá literatura

### Knihy a příručky:

- [1] Norma ČSN EN 1493 + A1 Pro zvedáky vozidel.
- [2] Norma ČSN EN 1570 + A2 Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly.
- [3] Bc. Ondřej Hájek Alternativy řešení plošinových zvedáků, diplomová práce, VUT Brno, Brno 2010
- [4] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací.* 90s Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 130s
- [5] Leinveber J., Vávra P.: Strojnické tabulky, Úvaly, 2003
- [6] Leinveber J., Švercl J.: Technické kreslení a základy deskriptivní geometrie Praha, 1999
- [7] Výrobní katalog přímočarých hydromotorů. Hydraulické mechanismy Hydraulics<sup>cs</sup>

### Internet:

- [8] <http://www.rollcontech.cz/125-hydraulicke-zvedaci-plosiny.html>
- [9] [http://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=14585](http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=14585)
- [10] <http://safranek-hydraulika.wz.cz/>

### Použitý software:

Microsoft Office Word 2010

Microsoft Office Powerpoint 2010

Microsoft Excel 2010

Autodesk Inventor Professional 2011

JPEXS Matice 2.2.0.0

## 9 SEZNAM PŘÍLOH

Název	Označení	Formát
HYDRAULICKÁ PLOŠINA	LAS 113 – 01	A1
SPODNÍ ZÁKLADNA	LAS 113 – 02	A1
RAMENO NŮŽEK 1	LAS 113 – 04	A2
RAMENO NŮŽEK 2	LAS 113 – 05	A2
RAMENO NŮŽEK 3	LAS 113 – 06	A2
RAMENO NŮŽEK 4	LAS 113 – 07	A2

## **Poděkování**

Děkuji doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D. za poskytování cenných rad, ochotu a trpělivost v průběhu zpracování diplomové práce.